

Capita Selecta
m.b.t.

Pompen in het Doorlaatmiddel Brouwersdam

Eindrapport

Versie: 13-6-2021 18:42

Dr. ir. J. van Berkel

Entry Technology Support BV

Dit rapport is opgesteld in het kader van het project Planuitwerking Getij Grevelingen. Als onderdeel daarvan betreft dit rapport: aspecten m.b.t. technische-economische en ecologische haalbaarheid van pompen in het doorlaatmiddel Brouwersdam.

Titel:

Capita Selecta m.b.t Pompen in het Doorlaatmiddel Brouwersdam

Datum:

13 juni 2021

Auteur:

Dr. ir. J. van Berkel

Bedoeld als:

Vertrouwelijke rapportage

Verspreiding:

Uitsluitend met toestemming van opdrachtgever RWS

Inhoud

1. Conclusies en aanbevelingen	5
1.1 Conclusies t.a.v. haalbare getij-variatie met pompen	5
1.2 Conclusies t.a.v. Techniek van Pompen voor de Brouwersdam	5
1.3 Conclusies t.a.v. vis- en zeezoogdiergeveiligheid	6
1.4 Conclusies t.a.v. Investering en Operationele Kosten	6
1.5 Aanbevelingen	6
2. Inleiding	7
2.1 Inleiding	7
2.2 Overwegingen t.a.v. de verkenningsfase	7
2.3 Opbouw van dit rapport	8
3. Hydrodynamica/hydro energetica van een doorlaat met pompen	9
3.1 Energievergelijking	9
3.2 Getijvariatie op het Grevelingenmeer, met pompen	11
3.3 Conclusies t.a.v. hydrodynamica en hydro-energetica	14
4. Pomptechniek	15
4.1 Karakterisering van pompen	15
4.2 Referentie: Pompen-IJmuiden	17
4.3 Opschaling van pompen	19
4.4 Technische aspecten van verschillende bedrijfsmodi	20
4.4.1 Risico op cavitatie en lucht-aanzuigen	20
4.4.2 Vrijloop tijdens spuien (eb en/of vloed)	22
4.4.2.1 Over-toeren	22
4.4.2.2 Hydrodynamische instabiliteit	23
4.4.2.3 Mechanische instabiliteit	23
4.4.2.4 Sleepingschade	23
4.4.3 Spuiend pompen	24
4.4.4 Turbineren	25
4.5 Levensduur en onderhoud	26
4.6 Conclusies t.a.v. techniek	28
5. Ecologie: veiligheid voor vissen en zeezoogdieren	30
5.1 Eisen t.a.v. veiligheid van vissen en zeezoogdieren	30
5.2 Haalbare veiligheid t.a.v. vissen	30

5.3	Veiligheid t.a.v. zeezoogdieren	33
5.4	Mitigerende maatregelen voor veiligheid van zeezoogdieren	37
5.5	Conclusies t.a.v. veiligheid voor vissen en zeezoogdieren	39
6.	Investing- en operationele kosten van pompen	40
6.1	Investeringskosten	40
6.2	Operationele kosten	40
6.3	Voorlopige conclusies t.a.v. Investering en Operationele Kosten	41
	referenties	42
	BIJLAGEN	45
Bijlage A	Overleg met R. Jorissen, 13-01-2021	46
Bijlage B:	Q/A dhr. R. Boeters, 21-01-2021	48
Bijlage C:	Pompvoorbeeld: HZ-lab-opstelling	50
Bijlage D:	Getijcentrale La Rance	53
Bijlage E:	Pompen afsluitdijk	56

1. CONCLUSIES EN AANBEVELINGEN

1.1 Conclusies t.a.v. haalbare getij-variatie met pompen

Voor bepaling van de benodigde pompcapaciteit zijn eenvoudige berekeningen uitgevoerd met een kombergingsmodel, voor een gestileerd (sinusvormig) getij met 2,5 meter amplitude. Als peileisen voor het Grevelingenmeer is daarbij uitgegaan van 40 cm getijamplitude (tussen NAP -10 en -50 cm), bij 40 cm zeespiegelstijging.

1. Bij gestegen zeespiegel en verlaagde middenpeil op het Grevelingenmeer komt het waterpeil op zee nog maar relatief kortdurend en weinig onder het waterpeil op het Grevelingenmeer, wat spuien onder vrij-verval bemoeilijkt.

Indien geen pompen worden toegepast blijkt voor het bereiken van de gestelde peil-doelen op het Grevelingenmeer een doorlaat nodig met een omvang van ongeveer 20 kokers (elke koker met een doorsnede van $8 \times 8 \text{ m}^2$).

2. Pompen kunnen worden toegepast in een separaat gemaal (van bijvoorbeeld $1500 \text{ m}^3/\text{s}$) dat alleen in bedrijf komt bij positieve opvoerhoogte. Omdat dan alleen gepompt kan worden buiten het spui-venster tijdens eb, wordt het spui-venster tijdens vloed relatief kort. Dit leidt tot een hoog benodigd spuidebiet gedurende vloed en een benodigde doorlaat van ongeveer 10 kokers (in aanvulling op het pomp-gemaal).

3. Met in de doorlaat opgenomen pompen die functioneren bij positieve opvoerhoogte én verval (spuiend pompen) en bovendien ook bij vloed in tegengestelde richting kunnen worden doorstroomd, kan de gewenste getijvariatie worden gehaald met een doorlaat van ongeveer 10 kokers (zonder separaat gemaal).

Gelet op de meervoudige pompfuncties (pompen, spuiend pompen, bi-directioneel bedrijf) is deze oplossing met ingebouwde pompen technisch complexer dan pompen opgenomen in een separaat gemaal.

5

1.2 Conclusies t.a.v. Techniek van Pompen voor de Brouwersdam

Op grond van basisprincipes en praktijkervaringen:

1. Ten aanzien van de techniek van grote propeller-pompen zijn er geen principiële technische belemmeringen geïdentificeerd m.b.t. pompen, spuiend pompen en omgekeerde doorstroming.
2. Bestaande pompen met een diameter van ~ 4 meter (bij $H = 1$ meter) kunnen een maximaal debiet bereiken van $40\text{-}60 \text{ m}^3/\text{s}$. Bij toepassing in de Brouwersdam zouden naar schatting $50\text{-}60$ van deze pompen nodig zijn.
3. De geformuleerde ontwerpcondities per pomp ($H=1$ meter, $Q=220 \text{ m}^3/\text{s}$) vraagt toepassing van zeer grote propellerpompen (diameter ~ 8 meter, 40 RPM),
4. Dergelijke grote pompen bestaan in de praktijk nog niet als pomp (wel als turbine en voortstuwingsschroeven). Realisatie van deze pompen vraagt een ontwikkel-inspanning, hydraulisch, installatietechnisch t.a.v. stabiele inzet (werkgebied) en ook civieltechnisch (opname in de civieltechnische constructie).

1.3 Conclusies t.a.v. vis- en zeezoogdierveiligheid

1. De verwachte visschade van een pomp van de grootte die nodig is voor de Brouwersdam ligt in de ordegrootte van $< 10\%$. Voor het bereiken van de voorlopige eis ($< 1\%$ voor schubvis) dient het ontwerp op visveiligheid te worden verbeterd.
2. Een dergelijke pomp is op basis van huidig inzicht intrinsiek zeer onveilig voor zeezoogdieren.
3. Vereist zijn aanvullende maatregelen (mitigatie), die voorkomen dat zeezoogdieren in een draaiende pomprotor geraken. Het meest voorde hand liggend is het plaatsen van een grofrooster (aan weerszijde van de kokers). Daarbij zijn effecten te verwachten op reiniging (kosten) en hydraulische verlies (toename systeem-drukhoogte).

1.4 Conclusies t.a.v. Investerings- en Operationele Kosten

1. Op grond van de verkenningsfase zijn kosten geschat voor investering van pompen (2250 €/kWe), onderhoud en beheer (jaarlijks 2,5% van investering), civiel-technische kosten voor opname van de pompen (3,5 M€), eenmalige en jaarlijks elektrische aansluitkosten (respectievelijk 5,3 M€ en 11 €/kWh.jaar) en energiekosten (49 €/MWh).
2. De totale investeringskosten voor in de doorlaat geïntegreerde pompen worden geschat op ongeveer 71 M€, met jaarlijkse operationele kosten van ongeveer 4 M€/jaar.

Met bovenstaande informatie kunnen kansen en risico's bij inzet van pompen in de Brouwersdam qua techniek, economie en ecologie worden vergeleken met die van alternatieven, zoals toepassing van een grotere doorlaat, het bijstellen van de eisen t.a.v. peilbeheer en toepassing van pulserend spuien.

6

1.5 Aanbevelingen

1. E.v.t. verdere uitwerking van pompen in de Brouwersdam vraagt om gedetailleerde informatie, aan te leveren door ontwikkelaars/fabrikanten. Aanbevolen wordt om bij verdere uitwerking contact op te nemen met deze ontwikkelaars/fabrikanten.
2. Deze ontwikkelaars/fabrikanten kunnen tevens inzicht verschaffen in de benodigde inspanning (kosten, doorlooptijd) voor de ontwikkeling van deze grote pompen.

2. INLEIDING

2.1 Inleiding

In dit rapport worden onderwerpen uitgewerkt m.b.t. de technisch-economische haalbaarheid van pompen in de Brouwersdam.

Pompen en turbines in de Brouwersdam, als middel om enerzijds het waterpeil op het Grevelingenmeer te beheersen, en anderzijds een mogelijkheid voor het opwekken van getij-elektriciteit, zijn al enige tijd onderwerp van onderzoek. Een ontwerp voor een doorlaat/getijcentrale is al voorgesteld in de jaren '90 van de vorige eeuw. Projecten waarbij de auteur van dit rapport betrokken is geweest zijn achtereenvolgens: de MIRT-verkenning Grevelingen (2010-2013), EU-project Pro-Tide (2013-2015), fact-finding-missie RWS (2016-2017), RWS-planverkenning (2018-2019) en het huidige vervolg daarop (2020-2021).

In de huidige projectfase dienen antwoorden te worden gegeven m.b.t. de technisch-economische en ook ecologische haalbaarheid van pompen. In het project is afgezien van drukturbines (en ook pomp-turbines) van tot dusver onderzochte afmetingen (8 m diameter), omdat die mogelijk een ontwikkeltermijn vragen die voorbij de gewenste realisatie-datum ligt van het doorlaatmiddel Brouwersdam.

2.2 Overwegingen t.a.v. de verkenningsfase

De verkenningsfase is voor wat betreft de technische uitvoering van de installatie, toegespitst op toepassing van 8 meter diameter pompturbines die overwegend pompen bij eb en turbineren bij vloed. Deze asymmetrie volgt de asymmetrie van de gemiddelde waterpeilen op zee en het Grevelingenmeer, respectievelijk, naar verwachting NAP +10 cm (2025) en NAP -30 cm Grevelingenmeer. Naarmate de zeespiegel stijgt, neemt de asymmetrie verder toe en neemt de vrije-spuicapaciteit onder natuurlijk verval af, waardoor steeds meer gepompt moet worden. Daarnaast neemt bij stijging van de zeespiegel het gemiddeld verval tijdens vloed toe, waardoor de turbines als middel om de vloedstroom (met een t.o.v. eb omgekeerde stromingsrichting) gecontroleerd naar binnen te laten stromen steeds meer ingezet moeten worden.

Bij de modellering van de verkenningsfase dient te worden bedacht dat :

1. Bij de modellering van de pompturbines is uitgegaan van qua inzetbereik ideale machines, met een range in de reactiegraad van de machines tussen 0 en 1 (voor turbines). De prestatieberekening is gebaseerd op de hydro-dynamische energie-vergelijking, met inachtneming van verliezen (intrede, vernauwing en verwijding, wrijving, uitstroomverliezen en hydro-mechanisch-elektrische verliezen in de installatie. Qua inzet zijn berekeningen verricht als turbine en (spuiend) pompen. Pompen met positieve, statische opvoerhoogte is vanwege tijdsdruk in de verkenningsfase niet onderzocht.

Voordeel van deze abstracte modellering is eenvoud en snelheid in de implementatie in de rekenprogramma's waarmee de effecten op peilbeheer zijn doorgerekend. Nadeel is de beperkte nauwkeurigheid en onzekerheid t.a.v. technische haalbaarheid. Deze aspecten zijn voor onderzoek doorgeschoven naar de planuitwerkingsfase.

2. Zowel de civieltechnische uitvoering als de uitvoering van de pompturbines is in de verkenningsfase overgenomen uit het EU-project Pro-Tide (2015). Een heroverweging

van de civieltechnische uitvoering en de uitvoering van de pompturbines is, vanwege tijdsdruk, niet gemaakt.

3. De in de verkenningsfase opgeleverde pompturbine-configuratie is bedoeld als een niet-exclusief *voorbeeld* hoe een doorlaat met getijcentrale op termijn uitgevoerd zou kunnen worden, mits uiteraard de technische detaillering binnen de gewenste termijn (uitwerkingsfase) met succes afgerond zou kunnen worden.

Het zal duidelijk zijn dat het detailniveau gehaald in de verkenningsfase voor een vervolg beter kan (en moet). Zo zijn in de verkenningsfase bijvoorbeeld geen limieten beschouwd in het inzetbereik van de pompturbines (reactiegraad) terwijl die in de praktijk er weldegelijk zijn. Dit geldt ook ten aanzien van de minimale reactiegraad die nul is verondersteld voor een turbine in vrijloop, wat een weerstandsvrije stroming zou veronderstellen. Het zou betekenen dat de rotorbladen vrij kunnen meebewegen, in vaanstand kunnen worden gezet, of de pompturbine uit de waterstroom gehesen kan worden. In de verkenningsfase is dit (deels) gemitigeerd door opname van een risico-reservering ter grootte van één koker, maar naar verwachting (nu) is dat niet voldoende. Voor meer details t.a.v. de overwegingen en modellering in de verkenningsfase wordt verwezen naar bijlagen A en B.

2.3 Opbouw van dit rapport

Dit rapport is samengesteld op basis van deelrapportages opgesteld en besproken in het "Pompenteam" bestaande uit R. Boeters, M. Rijkers en J. Meesters en J. van Berkel in de periode januari t/m mei 2021.

In dit rapport komen achtereenvolgens de onderdelen aan bod: hydrodynamica en hydro-energetica van pompen geplaatst in een doorlaat (hoofdstuk 3); techniek van pompen (hoofdstuk 4) ecologie, vis-en zeezoogdierveiligheid (hoofdstuk 5) en economie/kosten (hoofdstuk 6). Conclusies en aanbevelingen zijn opgenomen aan het begin van dit rapport.

¹ Evenzo, met hetzelfde resultaat, hadden we uit kunnen gaan van de algemene formulering voor de energievergelijking voor een niet-aergonisch systeem (systeem met mechanische arbeid over de systeemgrens).

instroomsnelheid veel kleiner is dan de uitstroomsnelheid. De energievergelijking vereenvoudigt dan, voor de uitstroomsnelheid:

$$v_1 = -\text{sign}(H_s) \sqrt{2 g |H_s|} \quad [\text{m/s}] \quad (3.1)$$

Hierbij is H_s de systeemdrukhoogte gedefinieerd als $H_{\text{zee}} - H_{\text{Grevelingenmeer}}$. Onder vrij-verval past deze bij een -als negatief gedefinieerde- snelheid v_1 (het Grevelingenmeer in).

In de praktijk wordt het effect van wrijving en contractie/expansie-verliezen verdisconteerd door opname van een doorstroomcoëfficiënt φ_1 :

$$v_1 = -\text{sign}(H_s) \varphi_1 \sqrt{2 g |H_s|} \quad [\text{m/s}] \quad (3.2)$$

Vergelijking 3.2 geeft de uitstroomsnelheid van de doorlaat. Door lokale vernauwing in de doorlaat kan de grootte van de snelheid v_2 ter plaatse hoger zijn dan de grootte van de systeem-uitstroomsnelheid v_1 . Het is dan mogelijk dat de waarde van de doorstroomcoëfficiënt (die betrokken is op de uitstroom) in de vergelijking voor de snelheid in de doorlaat v_2 groter wordt dan 1.

$$v_2 = -\text{sign}(H_s) \varphi_2 \sqrt{2 g |H_s|}, \varphi_2 > 1 \quad [\text{m/s}] \quad (3.3)$$

Soms worden alternatieve formuleringen gebruikt, waarbij de verliesfactor onder het wortelteken worden opgenomen. In het vervolg houden we de formulering volgens vergelijking 3.2 aan met -zonder verlies van generaliteit- een waarde van $\varphi_1=1$.

Met de snelheid in de koker kan het volumedebiet Q [m^3/s] door de doorlaat worden berekend: 10

$$Q = -\text{sign}(H_s) N A \sqrt{2 g |H_s|} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.4)$$

waarin A het doorstroomoppervlak [m^2] van een koker, en N het aantal kokers [-].

Als in de doorlaat een pomp wordt geplaatst die een drukhoogte H_p toevoegt aan de systeem-drukhoogte H_s , dan wordt de vergelijking voor het volumedebiet:

$$Q = -\text{sign}(H_s - H_p) N A \sqrt{2 g |H_s - H_p|} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.5)$$

Waarbij H_p de manometrische drukhoogte over de pomp is, positief gedefinieerd in de richting van een positief debiet (in figuur 3.2: $H_p = H_2 - H_1$).

Vergelijking 3.5 is geldig voor verschillende pomp-modi (spuiend pompen, pompen en turbineren). De vergelijking geeft daarbij aan dat het volumedebiet afhankelijk is van het statisch hoogteverschil H_s én de manometrische drukhoogte H_p over de pomp. Als het volumedebiet zou worden uitgedrukt volgens vergelijking 3.2 (alleen afhankelijk van statische hoogteverschil H_s) dan kan de coëfficiënt φ_1 -afhankelijk van de pompmodus- vele verschillende waarden aannemen. Dit zou een oneigenlijke interpretatie zijn van de verliescoëfficiënt φ_1 .

Uit de drukhoogte over de pomp en het volumedebiet kan op theoretische basis, uitgaande van een hydro-elektrisch rendement, het benodigde pompvermogen worden bepaald.

$$P = \frac{Q \rho g H_p}{\eta} \quad [\text{W}] \quad (3.6)$$

Waarin:

- η hydromechanisch pomprendement [-]
- Q volumedebiet [m^3/s]
- ρ dichtheid [kg/m^3]
- g versnelling van de zwaartekracht [m/s^2]
- H_p Manometrische opvoerhoogte (drukhoogte) over de pomp [m]

Vergelijking 3.6 geeft het theoretisch pompvermogen. Voor een nauwkeurige waarde (bijvoorbeeld voor een definitief ontwerp of berekeningen in een planuitwerkingsfase) moet het pompvermogen worden bepaald op grond van gemeten waarden (incl. specifieke waarde voor het pomprendement) uit Q-H karakteristiek (met inzetbereik) van de pomp, aangeleverd door de pompfabrikant.

3.2 Getijvariatie op het Grevelingenmeer, met pompen

Met de formulering van het debiet door een doorlaat, afhankelijk van de systeemdrukhoogte H_s en de pompdruk H_p , kan voor een opgelegde getijvariatie op zee, het waterpeil op het Grevelingenmeer worden berekend. Hiervoor is een eenvoudig kombergingsmodel ingezet dat het waterpeil op het Grevelingenmeer berekent op grond van het daaraan toegevoerde debiet dat over een tijdstap gelijkelijk wordt verdeeld over de oppervlakte van het meer. Als getijverloop op zee is uitgegaan van een sinusvormig verloop, met 2,5 meter top-down amplitude, bij een zeespiegelstijging van 40 cm. Randvoorwaarde voor de berekeningen is dat op het Grevelingenmeer een getijvariatie wordt bereikt tussen NAP -50 cm en NAP -10 cm (amplitude 40 cm). M.b.t. de doorlaat is uitgegaan van kokers van $8 \times 8 \text{ m}^2$ doorsnede, met een afvoer coëfficiënt $\varphi = 1,0$.

11

Hierbij zijn 3 situaties doorgerekend:

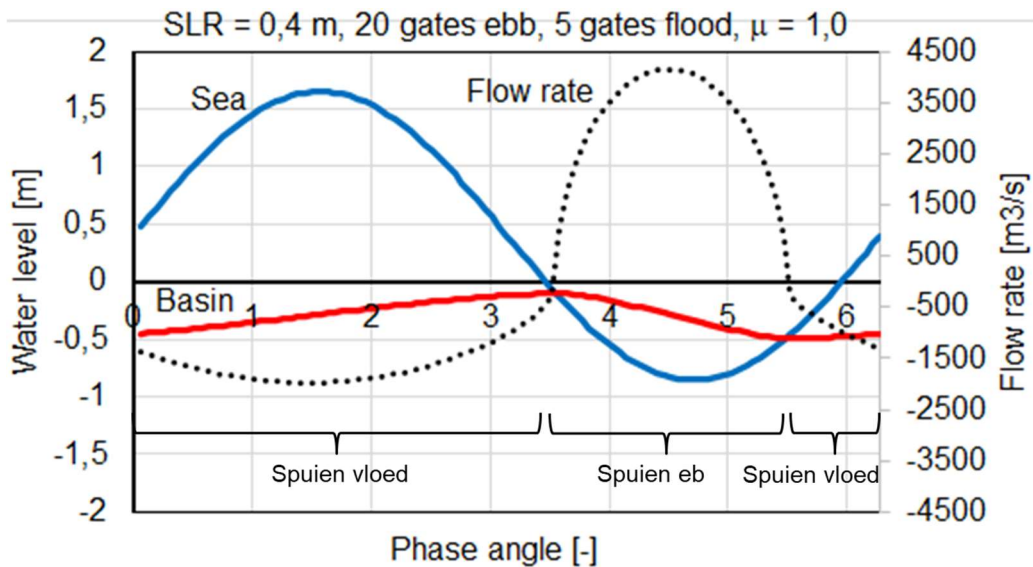
1. doorlaat zonder pompen,
2. doorlaat met een separaat gemaal zonder spui-functie,
3. doorlaat met geïntegreerde pompen.

Voor elke situatie is het aantal kokers dat nodig is om de 40 cm vereiste getijvariatie op het Grevelingenmeer te bereiken.

Figuur 3.3 geeft het resultaat voor een doorlaat zonder pompen. Zichtbaar is de gestileerde harmonische getijgolf (blauwe lijn), inclusief 40 cm zeespiegelstijging, de respons van het Grevelingenmeer (rode lijn) en het benodigde debiet (stippellijn).

Op de horizontale as is uitgezet de fase hoek (2π voor 1 periode). Ruwweg komt 1 radiaal fasehoek overeen met 2 klokuren.

Om tijdens spuien (eb) de 0,4 m amplitude op het Grevelingenmeer te bereiken zijn in dit voorbeeld tijdens eb 20 kokers nodig. Tijdens vloed zijn die allemaal deels geknepen om juist op tijd (bij gelijk waterpeil) weer het maximum peil op het Grevelingenmeer te bereiken. De 20 stuks geknepen kokers komen overeen met 5 stuks vol open equivalent

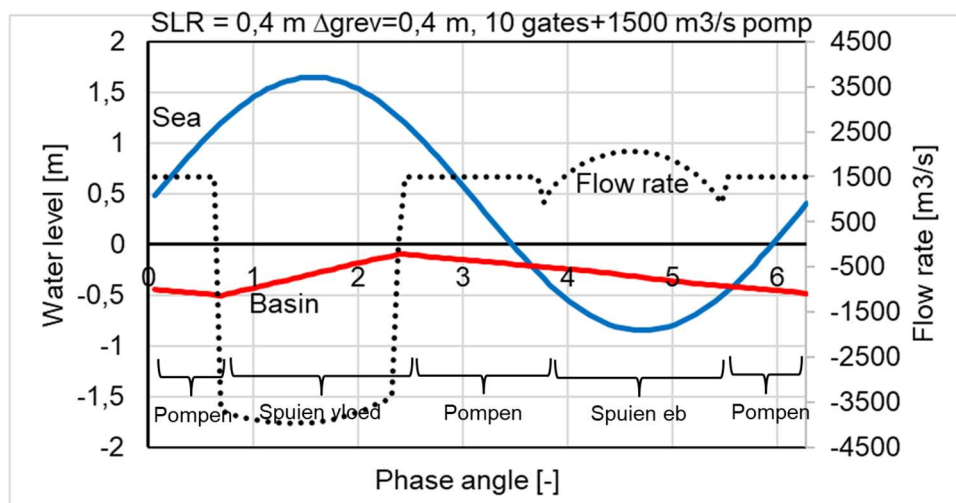


Figuur 3.3 Gestileerde getijvariatie, voor zeespiegelstijging (SLR) = 0,4 m en een getijamplitude op zee (top-down) 2,5 meter en op het Grevelingenmeer 0,4 meter, bij max. NAP -0,1 en min. NAP -0,5 m.

Opmerkelijk is dat het eb-venster (de tijdsduur voor de eb-periode) ten gevolge van de grote asymmetrie (verhoogd zee-peil, verlaagd peil Grevelingenmeer) kort is (4 uur). Hierdoor moet bij eb het water met een groot debiet (gemiddeld 3225 m³/s) door een groot aantal (20) kokers worden afgevoerd.

12

Figuur 3.4 geeft de berekening als pompen worden ingezet in een separaat gemaal. De doorlaat blijft daarbij vrij-doorstroombaar zowel tijdens eb als vloed, maar het gemaal komt alleen in bedrijf bij positieve systeemdrukhoogte ($H_{\text{zee}} > H_{\text{Grevelingenmeer}}$). In het voorbeeld is verondersteld dat het pompdebiet constant 1500 m³/s is (onafhankelijk van opvoerhoogte). In de praktijk is daar wel een afhankelijkheid, ook van het pompvermogen.

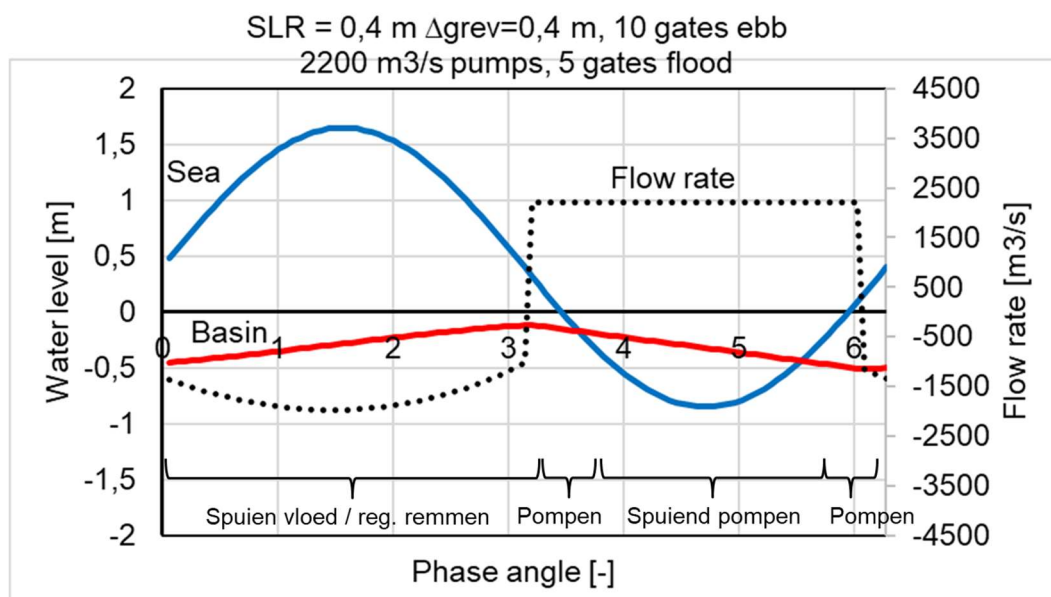


Figuur 3.4 Voorbeeld van inzet van pompen (zonder spuiend pompen): 10 open kokers met daarnaast een pomp gemaal van 1500 m³/s.

Omdat gepompt wordt buiten het spuien bij eb, blijft er voor het binnenlaten van zeewater door 10 kokers (spuien bij vloed) betrekkelijk weinig tijd over, wat resulteert in een hoog debiet. Dit is gunstig voor menging in het Grevelingenmeer, (Deltares, 2021).

Een relevante technische complicatie is dat de afsluitmiddelen in de doorlaat moeten openen en sluiten bij een aanmerkelijk waterstandverschil over de doorlaat. Hiervoor is nog geen technische oplossing overwogen, veelal worden afsluitmiddelen ontworpen op openen en sluiten bij nagenoeg gelijke waterstand.

Figuur 3.5 geeft het resultaat voor de gestileerde getijcyclus als pompen worden ingezet zowel bij positieve systeem opvoerhoogte (pompen) als negatieve systeem opvoerhoogte (spuiend pompen).



13

Figuur 3.5 Getijvariatie, bij inzet van pompen, bij positieve- en negatieve systeem-opvoerhoogte: "pompen" en "spuiend pompen".

Uit figuur 3.5 blijkt dat de vloed-fase ongeveer even lang duurt als de eb-fase, wat gunstig is voor limitering van het debiet. Door gebruik te maken van spuiend pompen wordt tevens een hoog-debiet bereikt, bij een relatief kleine inspanning. Uit de achterliggende resultaten blijkt dat de benodigde (theoretische, hydrodynamische) pompenergie in dit voorbeeld 55 MWh per getijcyclus bedraagt.

Merk op dat figuur 3.5 nog geen rekening houdt met het precieze werkgebied (inzetbereik) van de pompen. Tevens is tijdens vloed-fase knippen van de stroming verondersteld met de schuiven of pomp-als-turbine (zonder limitatie werkgebied).

De getijcurve in voorgaande berekeningen is slechts één gestileerd voorbeeld van in de praktijk voorkomende getijcurven. Net zoals dat in de verkenningsfase is gedaan, zouden in een vervolg zouden de berekeningen moeten worden uitgevoerd voor werkelijk voorkomende condities. Daarbij komt een mogelijk additioneel voordeel van pompen naar voren, namelijk dat als de schuiven van de doorlaat eenmaal zijn ingesteld op een gewenst peil op de Grevelingen (en niet meer kunnen worden aangepast), door regelen van de pompen nog kan worden geanticipeerd op veranderende condities, bijvoorbeeld opwaaiing. Dit voordeel is nog niet gekwantificeerd.

In het voorbeeld van figuur 3.5 is debiet door de pompen $220 \text{ m}^3/\text{s}$. Dit vraagt een zeer grote pomp. In het volgende hoofdstuk zal onderzocht worden of een dergelijke grote pomp praktisch haalbaar kan zijn.

3.3 Conclusies t.a.v. hydrodynamica en hydro-energetica

1. Zonder pompen blijkt voor het bereiken van de gestelde peil-doelen ($\Delta_{\text{grev}}=40$ cm, peil tussen NAP -10 en -50 cm), bij 40 cm zeespiegelstijging een grote doorlaat nodig ~ 20 kokers.
2. Pompen kunnen worden toegepast in een separaat gemaal (van bijvoorbeeld $1500 \text{ m}^3/\text{s}$) dat alleen in bedrijf komt bij positieve systeem drukhoogte. Omdat dan alleen gepompt kan worden buiten het eb spui-venster, wordt het vloed spui-venster relatief kort. Dit leidt tot een hoog spuidebiet gedurende vloed en een benodigde doorlaat van 10 kokers.
3. Pompen met positieve systeem drukhoogte, gecombineerd met spuiend-pompen (met negatieve systeem drukhoogte), ingebouwd in de kokers, blijkt effectief in het bereiken van een compacte doorlaat van 10 kokers (zonder separaat gemaal).
Gelet op de meervoudige pomp-modi (pompen, spuiend pompen, bi-directioneel bedrijf) is deze oplossing met ingebouwde pompen technisch complexer dan pompen opgenomen in een separaat gemaal.

4. POMPTECHNIEK

4.1 Karakterisering van pompen

Configuratie en afmetingen van roterende stromingsmachines (waaronder pompen) worden gekenmerkt door dimensieloze kengetallen, die de machine qua afmetingen (diameter) en bedrijfscondities (toerental, opvoerhoogte en debiet) karakteriseren in hun beste efficiency punt (BEP).

Specifieke, dimensieloze hoeksnelheid Ω :

$$\Omega = \omega \frac{(Q)^{1/2}}{(gH)^{3/4}}, \quad \omega = \Omega \frac{(gH)^{3/4}}{(Q)^{1/2}} \quad (4.1)$$

Specifieke, dimensieloze diameter Δ :

$$\Delta = D \frac{(gH)^{1/4}}{(Q)^{1/2}}, \quad D = \Delta \frac{(Q)^{1/2}}{(gH)^{1/4}} \quad (4.2)$$

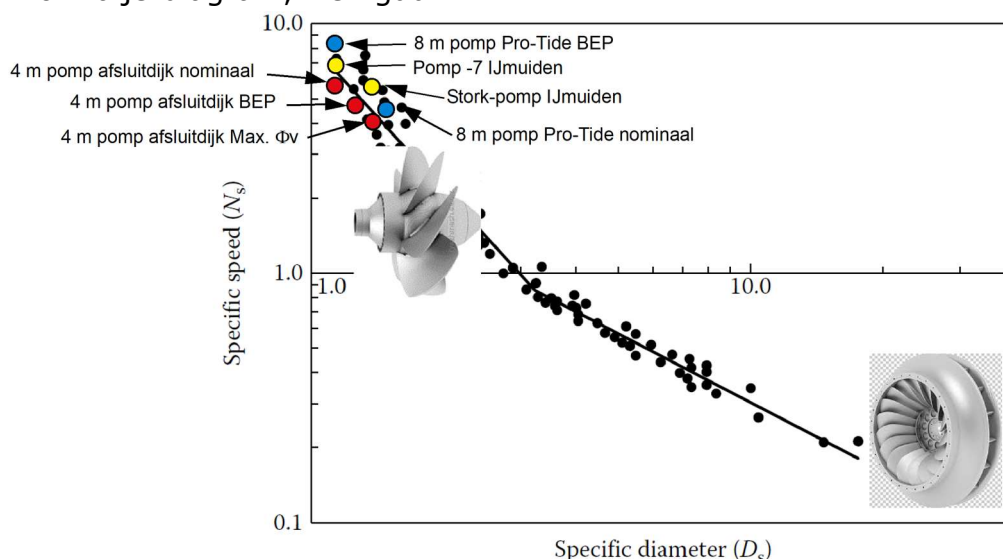
Waarin:

Ω	Dimensieloze kengetal voor snelheid	[-]
ω	Rotatie-hoeksnelheid	[rad/s]
Q	Debiet	[m ³ /s]
g	Versnelling van de zwaartekracht	[m/s ²]
H	Opvoerhoogte	[m]
Δ	Dimensieloze diameter	[-]
D	Diameter	[m]

15

Vanwege de geometrie en bijvoorbeeld ook constructieve sterkte hebben pompen verschillende en ook karakteristieke dimensieloze kengetallen. Zo zijn radiale (centrifugale pompen) geschikt voor grote opvoerhoogte en -in verhouding- kleine debieten, en zijn daarentegen propeller (axiale) pompen juist geschikt voor grote debieten en -in verhouding- kleine opvoerhoogten. Anders gesteld zijn centrifugaal pompen -in verhouding tot opvoerhoogte en debiet- relatief groot en draaien ze langzaam en zijn propellerpompen relatief klein en draaien snel.

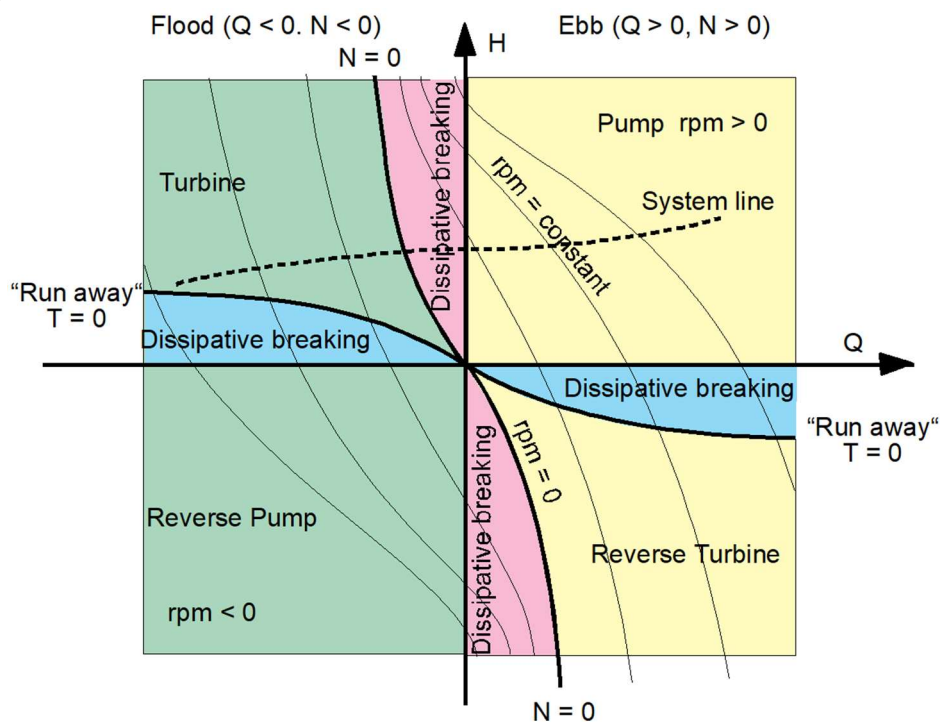
De 2 dimensieloze kengetallen zijn niet onafhankelijk; de relatie kan worden afgebeeld in een Cordier- of Balje-diagram, zie figuur 2.



Figuur 4.1 Cordier- of Balje-diagram, bewerkt. Ref: Wright, T. and P.M. Gerhart, Fluid machinery, Application, Selection and design, CRC Press, 2009.

Ingetekend in het Cordier²-diagram zijn de berekende dimensieloze kengetallen van een paar bekende pompen (Afsluitdijk, IJmuden en "Pro-Tide"). Deze pompen liggen allemaal geheel links-boven in het diagram, wat betekent dat ze conform de geldende State-of the Art zijn.

Om het gedrag van pompen beter te kunnen begrijpen worden Q-H-relaties uitgezet in 4-kwadranten, voor positieve en negatieve waarden van manometrische drukhoogte en debiet, zie figuur 4.2



16

Figuur 4.2 Algemene 4-kwadranten karakteristiek met 8 modi, afhankelijk van stromingsrichting en manometrische drukhoogte. Q = debiet; H = drukhoogte; T = koppel (torque); T = 0 is vrijloop; N = 0 is stilstand.

De 4-kwadrantengrafiek geeft de 4 belangrijkste bedrijfscondities van een pomp die ook als turbine kan worden gebruikt, afhankelijk van de stromingsrichting en drukhoogte.

Het kwadrant rechts-boven is het "normale" pomp-kwadrant met positief debiet en drukhoogte. Als de stromingsrichting (en draairichting) omdraait, gaat de machine als turbine opereren. Evenzo, als bij positief debiet de drukhoogte van teken verandert, wordt de machine eveneens een turbine. Vanwege het veranderde teken van de drukhoogte is de term "reverse" turbine meegegeven. Als vanuit het kwadrant voor positief debiet en drukhoogte, beide omdraaien, geldt het kwadrant links-onder "Reverse" Pump.

Op de overgangen van de kwadranten liggen zones waar de machine niet goed functioneert. De tussenzones worden begrensd door lijnen van nul-koppel en nul-toerental en de nabij gelegen assen voor debiet en drukhoogte. Zo ligt tussen "Pump" en "Reverse Turbine" een zone waarin de machine nog steeds als pomp moet worden aangedreven, maar vanwege interne wrijving toch al een drukweerstand (negatieve drukhoogte) op de stroming uitoefent. Evenzo ligt tussen "Pomp" en "Turbine" een zone waarbij het toerental zo laag is dat ten gevolge van een aanmerkelijke drukhoogte, de stromingsrichting al is omgedraaid (zonder dat het toerental is omgedraaid). Voor de overige twee zones geldt hetzelfde.

² Andere beschouwingswijze voor roterende stromingsmachines is volgens zogenaamde Suter en Knapp-diagrammen, die hier niet verder zijn uitgewerkt.

In de tussenzonzone's wordt mechanische energie gedissipeerd (niet nuttig gemaakt).

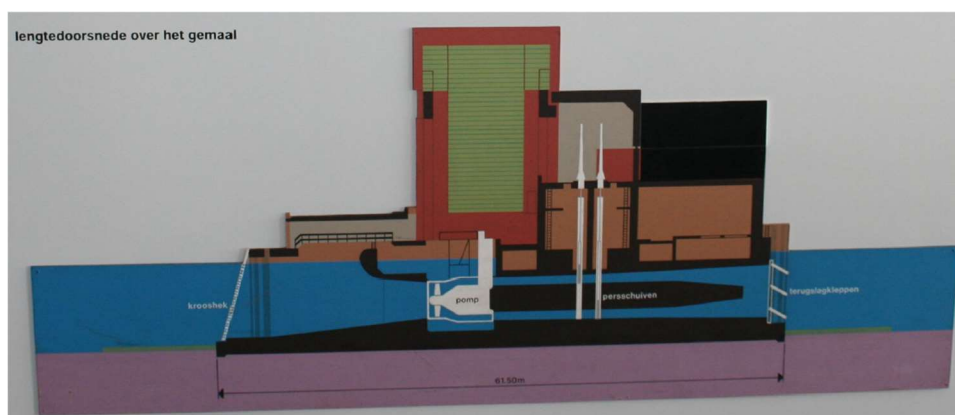
Tevens in de grafiek aangegeven ligt de systeemlijn, die de manometrische pompdruk geeft afhankelijk van het debiet en systeemeigenschappen (weerstand en in- en uitstroomverliezen). De hoogte van de systeemlijn wordt bepaald door de statische druk (nul-snelheid) en de steilheid door systeemverliezen (weerstand en in- en uitstroomverliezen). De grafiek laat overigens al zien dat als een pomp is geïnstalleerd, maar niet wordt bekrachtigd ($T=0$), deze toch al een drukweerstand (negatieve drukhoogte) op de stroming uitoefent. In bijlage C zijn voorbeelden gegeven van Q-H karakteristieken op basis van metingen aan model-schaal pomp-turbines. Met betrekking tot de Brouwersdam wordt verder als referentie uitgegaan van grote pompen die staan opgesteld in IJmuiden.

4.2 Referentie: Pompen-IJmuiden

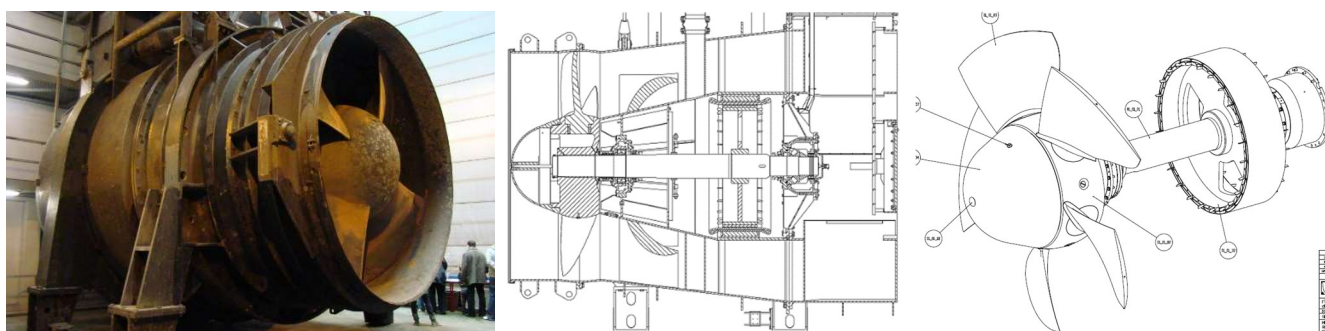
In IJmuiden staan 6-stuks horizontale-as propeller-pompen opgesteld voor afvoer van overtollig water vanuit de regio (deels) Zuid- en Noord-Holland, Utrecht. De pompen komen in actie als water niet meer onder vrij-verval door een -naast het gemaal opgesteld-spuimiddel kan worden verwerkt (Rijn, 2010).

Sinds 1975 staan 4 propellerpompen opgesteld met een diameter van 3,94 m (Meesters, 2021) met een geïnstalleerd vermogen van 1 MW en een afvoercapaciteit per pomp van $37,5 \text{ m}^3/\text{s}$ bij een opvoerhoogte van 1,2 meter bij een toerental van 64,3 RPM. De motor is van het asynchrone type met frequentieregeling tussen 16,5 en 12,3 Hz. In 2004 zijn twee extra pompen in gebruik genomen, van hetzelfde type en afmetingen, maar met een hoger debiet ($50 \text{ m}^3/\text{s}$ bij 1 m.w.k.) en een andere aandrijving (ABB, permanent magneet synchrone type) en een vermogen van 1,54 MW.

17



Figuur 4.3 Spui-complex met pompen te IJmuiden



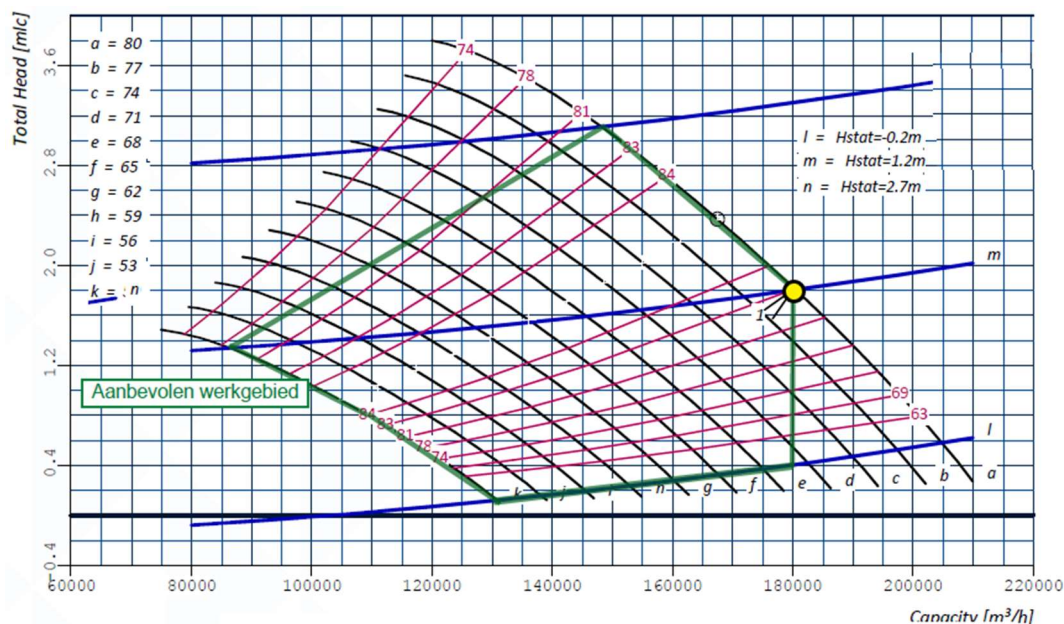
Figuur 4.4 Pomp te IJmuiden, merk op het verschil tussen 4-bladige pomp uit 1975 links, (Flowserve) en (rechts) de 5-bladige pomp uit 2004 (Nijhuis).

Als specificatie voor de nieuwe pomp te IJmuiden wordt aangehouden de karakteristieken opgegeven door Pentair (ref. Meesters, 2021):

Tabel 4.1 Karakteristieken voor: links; de nieuwe pomp (pomp 7) van Pentair en ter vergelijking rechts de pompen van Stork (pompen 1-4), Ref. Meesters, 2021.

Curves as per: ISO9906 gr.2B	4 Stork horizontale schroefpompen, type Bulb, Waaier P515, Ø 3940.
Selected point [1]: [80]	Capaciteit : 37,5 m ³ /sec.
Q : 180000 [m ³ /h]	H statisch : 1,2 m
H : 1.800 [mlc]	H manometrisch : 1,5 m
P : 1062 [kW]	Toerental : 64,3 omw/min.
eta : 83.1 [%]	N pompas : 950 PK
NPSHr: 4.0 [mlc]	N motor : 1300 PK
	Grafiepk : PC 8405-15A
	Hart: pomp op -4,50 m N.A.P.

Figuur 4.5 geeft de werkgebieden van pomp7 te IJmuiden. Weergegeven zijn manometrische opvoerhoogten (over de pomp) en debiet. Merk daarbij op dat de statische (of systeem) opvoerhoogte bij pompen vanwege verliezen (wrijving, uittrede) kleiner is dan de manometrische opvoerhoogte, zie bijvoorbeeld tabel 4.1 voor de Storkpomp te IJmuiden (1,5 en 1,2 m).

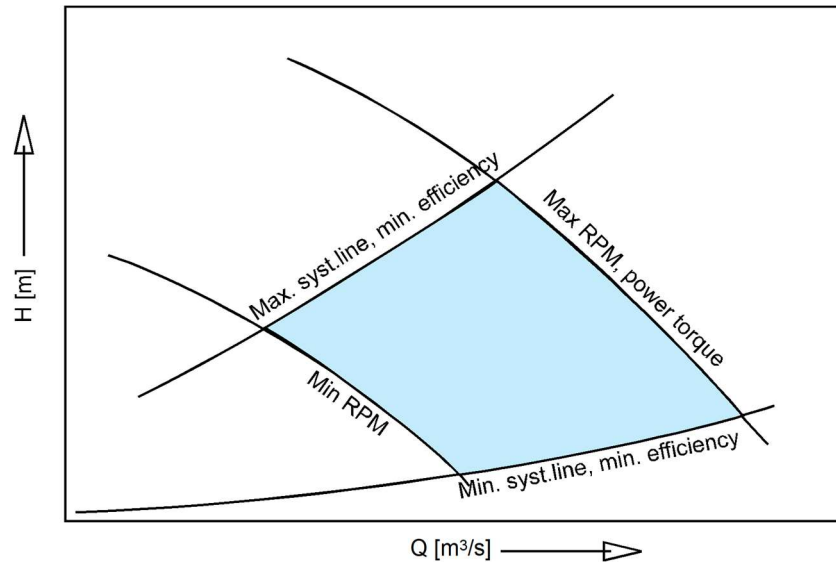


Figuur 4.5 Aanbevolen werkgebieden van pomp7 IJmuiden. Ingetekend (gele stip) is het de nominale werkpunt. De dik-getrokken horizontale lijn onderin de grafiek geeft de nul-lijn voor opvoerhoogte (daaronder is die negatief).

Opgemerkt wordt dat de pompen te IJmuiden bij opkomend getij, voor een vlotte overgang van spuien naar pompen al worden ingezet onder vrij-verval van 20 cm (spuiend-pompen) (Rijn, 2010).

Een van de machines uit 2004 is wegens defect in 2020 langdurig buiten gebruik waarbij voor het op peil houden van de pompcapaciteit, extra noodpompen zijn ingezet.

Zoals uit figuur 4.5 blijkt wordt in de praktijk niet het gehele pomp kwadrant gebruikt. Ter verduidelijking wordt dit in figuur 4.6 nog eens schematisch weergegeven.



Figuur 4.6 Werkgebied van pompen.

Het werkgebied van pompen wordt -in het algemeen- begrensd door:

1. rechtsboven: Q-H bij maximum- toerental, motorvermogen of mechanisch koppel,
2. rechtsonder: minimum systeem-lijn of minimum efficiency
3. linksboven: maximum systeem-lijn of minimum efficiency
4. linksonder: Q-H bij minimum toerental (mede bepaald door de frequentie-omvormer).

19

Uit de figuren wordt duidelijk dat het inzetbereik van pompen maar een deel van het kwadrant beslaat. De precieze grenzen van het werkgebied hangen uiteraard samen met het specifieke ontwerp (geometrie en afmetingen), toerental en vermogen, en dienen bij nadere uitwerking te worden aangeleverd door de pompfabrikant.

4.3 Opschaling van pompen

In hoofdstuk 3 is berekend dat als een doorlaat van 10 kokers, wordt uitgevoerd met 10 pompen, deze grofweg een debiet moeten bereiken van ongeveer 200 m³/s (per pomp).

De relevante vraag is dan hoe groot een dergelijke pomp zou moeten worden.

Het antwoord op deze vraag kan worden afgeleid uit de dimensieloze kengetallen (en het Cordierdiagram figuur 4.1), maar directer uit het voorbeeld van pomp 7 te IJmuiden.

Hiervoor worden zogenaamde affiniteitsregels gehanteerd, zie figuur 4.7.

$$\begin{aligned}
 Q_2 &= Q_1 * \left(\frac{n_2}{n_1}\right) * \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \\
 H_2 &= H_1 * \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 * \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \\
 P_2 &= P_1 * \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 * \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \\
 T_2 &= T_1 * \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 * \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5
 \end{aligned}$$

Figuur 4.7 Affiniteits-regels.

De affiniteitsregels volgen direct uit de dimensieloze kengetallen; als bij schaling tussen een model-pomp "1" en een toepassing "2" aan de affiniteitsregels wordt voldaan, veranderen de dimensieloze kengetallen niet en voldoet ook de toepassing aan de uitgangspunten van de modelpomp.

Als model pomp wordt uitgegaan van pomp 7 IJmuiden, met een diameter van afgerond 4 meter, een maximaal debiet van $50 \text{ m}^3/\text{s}$, bij een toerental van 80 RPM.

Als de bovenste twee affiniteitsregels worden gebruikt en gesteld wordt dat Q2 (pomp Brouwersdam) gelijk moet zijn aan $4 \times Q1$ (pomp IJmuiden) en tevens dat de drukhoogte H2 (pomp Brouwersdam) ongeveer gelijk moet zijn aan de drukhoogte H1 (IJmuiden), dan volgt dat de diameter D2 (Brouwersdam) $2 \times$ de diameter D1 moet zijn van pomp IJmuiden en het toerental $n2$ (Brouwersdam) de helft van het toerental $n1$ (IJmuiden).

Aldus zou met een pomp met een diameter van 8 meter, draaiend op 40 RPM voldaan worden aan de uitgangspunten voor de pompen in de Brouwersdam ($200 \text{ m}^3/\text{s}$, $H=1,8$ meter). Deze afmetingen komen ongeveer overeen met de machine die in de verkenningfase is overwogen.

Hierbij moet worden opgemerkt dat een dergelijke pomp voor de dimensieloze kengetallen weliswaar goed de gebruikelijke waarden binnen in het Cordier valt, maar qua afmetingen wel uitzonderlijk groot is. Niettemin zijn er voorbeelden te vinden van dergelijke grote hydraulische stromingsmachines, zoals turbine-pompen in de getijcentrale van Sihwa (7,5 meter diameter) en grote scheepsschroeven (tot ongeveer 10 meter diameter, 113 ton gewicht).

De affiniteitsregels maken ook duidelijk dat voor een debiet van $200 \text{ m}^3/\text{s}$ een pomp als in IJmuiden, bij gelijke diameter $4 \times$ sneller moet draaien; 320 RPM. Daarmee zou de pompdruk $16 \times$ hoger worden. Een dergelijke pomp opererend op 1-2 m drukhoogte valt (ver) buiten het Cordier-diagram en is daarmee verre van optimaal.

20

4.4 Technische aspecten van verschillende bedrijfsmodi

Naast de grote afmetingen is een bijzonder aspect van de pompen dat die (bij toepassing in de doorlaat) op verschillende wijze inzetbaar moeten zijn, te weten (zie figuur):

- Pompen met positieve systeemdrukhoogte (vloedfase)
- Spuiend pompen met negatieve systeem drukhoogte (ebfase)
- Vrijloop of regeneratief remmen (bij vloedfase)

In dit hoofdstuk zullen achtereenvolgens een aantal technische aspecten nader worden beschouwd en uitgewerkt.

4.4.1 Risico op cavitatie en lucht-aanzuigen

Cavitatie is het proces van plotselinge vorming en weer imploderen van dampbellen op plaatsen van sterke onderdruk. Als de lokale druk in water dichtbij of onder de dampdruk komt zal water verdampen en dampbellen vormen. Deze bellen (bestaande uit waterdamp en e.v.t. in water opgeloste gassen) zullen verdwijnen als de lokale onderdruk verdwijnt. In pompen komen locaties van onderdruk voor, vooral aan de randen van de rotor-schoepen en dan vooral aan de zuigzijde van de pomp. Vanwege de hoge lokale snelheden kunnen de drukken daar (te) laag zijn.

Vooral het plotselinge proces van ontstaan en verdwijnen ("imploderen") van de dampbellen heeft gevolgen voor:

- blad-erosie (mechanisch, door drukgolven) eroderen van schoepen,
- verminderde pomp-prestaties,
- geluid.



Figuur 4.8 Schade aan de leading edge van de propeller pomp-turbine, testopstelling HZ-University of Applied Sciences, project Spelen met Stroom(ing).

21

Om cavitatie tegen te gaan dient de lokale (totale; d.w.z. statische + dynamische) druk dus voldoende hoog boven de dampdruk van water te blijven. Dit drukoverschot wordt de NPSH genoemd ("Net Positive Suction Head"). Voor pompen wordt veelal een minimale NPSH van 5 meter aangehouden. Deze 5 meter geldt dan voor het hoogst gelegen rotor-onderdeel (de schoep die tijdens rotatie naar boven is gericht), ten opzichte van het laagste waterpeil (indien van toepassing tijdens spuiend pompen)

De NPSH hangt vooral ook samen met de diepteligging van de pomp; des te dieper, des te groter de beschikbare NPSH, des te hoger het toelaatbare toerental.

Het -met het oog op cavitatie- veilig ontwerpen van een pomp gebeurt aan de hand van een zuig-specifieke-snelheid ("Suction Specific Speed"), zie b.v. (Wright, blz. 105). Dit is een variant van de dimensieloze snelheid Ω , waarbij de opvoerhoogte is vervangen door de NPSH. Voor pompen wordt dan aangehouden:

$$\omega = \Omega_{ss} \frac{(g \text{ NPSH})^{3/4}}{(\Phi_v)^{1/2}}$$

De vergelijking geeft aan dat als de beschikbare NPSH groter wordt, het toerental kan toenemen. Bij een standaard waarde van $\Omega_{ss}=3,5$, $\text{NPSH} = 5$ meter en $\Phi_v = 220 \text{ m}^3/\text{s}$ volgt een maximaal toelaatbaar toerental van 42 RPM.

De grote $\varnothing 8\text{-}9 \text{ m}$ pomp, zou -mits maakbaar- aan het NPSH-criterium voldoen, dus met het oog op cavitatie, op een veilige wijze $220 \text{ m}^3/\text{s}$ kunnen oppompen. De horizontale as van een 8 meter diameter pomp zou dan op een niveau van ongeveer NAP -9,5 meter moeten liggen. Dit heeft consequenties voor het ontwerp van de doorlaat, als die geschikt

moet zijn voor inbouw van pompen. Het alternatief (een verticale pomp-as, horizontale waaier zou eveneens grote consequenties hebben voor de civiele constructie.

4.4.2 Vrijloop tijdens spuien (eb en/of vloed)

Bij vrij-meedraaien bevindt de machine zich in de 4-kwadranten Q-H diagram op de $T(\text{orque})=0$ lijn, zie figuur 4.2.

Uitgaande van een turbine-bedrijfspunt op een lager toerental (de stroming wordt afgeremd), neemt bij vrijloop het toerental toe, vandaar ook wel de Engelse aanduiding ("Run-away" speed). Vanuit een pompconditie (met het zelfde debiet) neemt het toerental af.

Afhankelijk van de stromingscondities (statische opvoerhoogte en debiet) tijdens doorstroming zijn tenminste de volgende aandachtspunten relevant.

1. over-toeren,
2. hydrodynamische instabiliteit,
3. Mechanische instabiliteit,
4. slipring-schade (aan patina).

4.4.2.1 Over-toeren

In vrijloop-conditie ($T=0$) neemt het toerental van de machine evenredig toe met het debiet. De weerstand van de pomp in vrijloop is betrekkelijk gering en alleen een gevolg van hydrodynamische wrijving (doorstroming van de rotor), mechanische wrijving in de lagers en eventueel een elektromagnetisch rest-koppel in de motor van de machine.

Het risico van relatief hoge toerentallen, zeker bij grote afmetingen is dat de centrifugale krachten op machineonderdelen, schoepen, magneten in de rotor toenemen. Deze hangen samen met de centrifugale versnelling:

$$a = R \omega^2 \quad (4.3)$$

Waarin a de versnelling [m/s^2], ω de hoeksnelheid [rad/s] en R de straal [m]. Bijvoorbeeld; op de tip van een $\varnothing$ 8 meter diameter pomp op 40 RPM werkt een centrifugale versnelling van 70 m/s^2 ($\sim 7 \text{ g}$). De toelaatbare versnelling op de tip van de schoep hangt af van het precieze pompontwerp, geometrie en materiaaleigenschappen.

Een faalmechanisme dat samenhangt met over-toeren is dat tijdens bedrijf als pomp of turbine, de netverbinding wegvalt. Afhankelijk van de bedrijfstoestand kan de machine dan optoeren en eventueel hydraulische pulsen en/of mechanische trillingen veroorzaken. Omdat de schuiven normaal gesproken alleen kunnen sluiten in bij gelijke waterstand kan die situatie geruime tijd (uren) duren. Hierop dient de installatie te worden ontworpen.

M.b.t. het ontwerp dient het vrijlooptoerental dus in redelijke verhouding te staan tot het normale bedrijfstoerental als pomp. Het risico op over-toeren en eventueel daarmee samenhangende hydrodynamische of mechanische trillingen moet als faal-mechanisme worden meegenomen. In een volgende fase zou onderzocht moeten worden tot welke mate over-toeren inderdaad acceptabel is, en hoe dit kan worden voorkomen (bijvoorbeeld door toepassing van een rem).

4.4.2.2 Hydrodynamische instabiliteit

Hydro-dynamische instabiliteit is een oncontroleerbare, relatief snelle verandering van condities (druk en debiet, toerental) bij ogenschijnlijk stabiele externe condities. Berucht is de S-type instabiliteit bij centrifugale Francis-type pomp-turbines (met lage specifiek toerental; high-head), zie (Zhang 2020). Tijdens run-away overschakeling van pomp naar turbine kan een instabiliteit ontstaan die samenhangt met de interactie tussen wervels in de centrifugaal doorstroomde pomp-rotor, die leidt tot plotseling en snel wisselende condities (druk en debiet) (Xia, 2017). Dynamische instabiliteiten kunnen worden veroorzaakt door een Q-H-kromme met positieve helling en ook door een sterk turbulente aanstroom van de pomp (Wright, 2009).

Instabiliteiten tijdens run-away-condities zijn ook waargenomen in propeller-pompen en turbines, zie (Fortin, 2014) en (Liu, 2010). Instabiliteiten tijdens run-away behoren, mede vanwege de drukgolven die optreden, tot de zwaarste belastingen van pompen- en turbines, en moeten daarom worden vermeden, bijvoorbeeld door toepassing van een remmechanisme.

Hydrodynamische instabiliteit kan ook worden veroorzaakt door een verstoorde, grootschalig-turbulente aanstroming van de rotor. Bij het civieltechnische ontwerp van de inlaatzijde van pompen dient nadrukkelijk aandacht te worden gegeven aan het voorkomen van grootschalige wervels en niet-uniforme instroom, bijvoorbeeld door het vermijden van plotselinge vernauwingen. Als de pompen bi-directioneel worden ingezet geldt dat uiteraard aan weerszijde van de civiele constructie.

4.4.2.3 Mechanische instabiliteit

Tijdens vrijloop is vanwege de conditie $T=0$, de mechanische stabiliteit niet vanzelfsprekend. Speling tussen machineonderdelen worden in normaal bedrijf door een constante belasting naar één zijde gedrukt. Tijdens vrijloop kan, zeker onder invloed van hydrodynamische instabiliteit (al dan niet geïnitieerd door turbulentie), de hydrodynamische belasting wisselend zijn, en door speling te grote mechanische belasting tot gevolg hebben. Een dergelijke wisselende belasting is funest voor bijvoorbeeld een tandwielkast. Zo is een sterk wisselende belasting (met als gevolg hevig klapperen van de tandwielkast) geconstateerd tijdens een geforceerde run-away test van een pomp-turbine in pompemaal Born, op 29 juni 2018 (Berkel, 2020).

Mits het toerental niet te hoog oploopt, leiden exceptionele, kortdurende vrijloopcondities in het algemeen niet tot schade. Anders wordt het als vrijloopcondities lang en frequent duren. De wisselende belastingen kunnen dan leiden tot metaalmoeheid, met ernstige schade tot gevolg.

4.4.2.4 Sleepingschade

Voor elektrisch bekrachtigde rotoren zijn sleepringen op de rotor-as gemonteerd die het elektrisch vermogen op het draaiende machineonderdeel overbrengen. De roterende sleepringen "slepen" onder de stilstaande koolstof-borstels door.



Figuur 4.7 <https://www.jjloughran.com/projects/overhaul-brush-112kw-985-rpm-3-phase-slip-ring-motor>

Voor een goed functioneren van de sleepringen (weinig wrijving, geschikte temperatuur, goed elektrische geleiding, is de oppervlaktelaag (patina) op de sleepring van groot belang. Deze slechts $20 \text{ \AA}$ ($2 \times 10^{-9} \text{ m}$) dikke oppervlaktelaag bestaat uit grafiet, vocht en oxide-materiaal van de sleepring (ref: <http://www.morgancarbon.com/hu/files/morgancarbon-hu/Motors%20and%20generators/Patina%20film%20form.pdf>).

24

De oxide wordt elektrochemisch gevormd uit geïoniseerd metaal-gas op de contactpunten, onder invloed van elektrische stroom door de sleepringcontacten. Dit betekent dat de elektrische stroom essentieel is voor behoud van de patina; zonder elektrische stroom (in vrijloop) neemt de kwaliteit van de patina af. Machines met sleepringen (die niet gelicht kunnen worden) kunnen niet bedreven worden in vrijloop.

4.4.3 Spuiend pompen

In de spuiend-pompen modus voegt de pomp hydraulische energie toe aan de waterstroom. Dat een vermogen (en koppel) wordt uitgeoefend betekent dat de hydro-mechanische instabiliteiten zoals bij vrijloop niet van toepassing zijn.

Spuiend-pompen wordt in de praktijk ook daadwerkelijk toegepast, bijvoorbeeld in IJmuiden, waar bij opkomend getij met het oog een vloeiende overgang naar pompen met positieve opvoerhoogte, spuiend wordt gepompt met een statische opvoerhoogte van -0,2 meter.

Merk op dat de manometrische opvoerhoogte van de pomp ook in het geval van spuiend pompen positief is; ondanks de negatieve statische (systeem)opvoerhoogte "ziet" de pomp zelf een positieve opvoerhoogte (in geval van pomp 7, een positieve drukhoogte van +0,2 tot +0,4 meter).

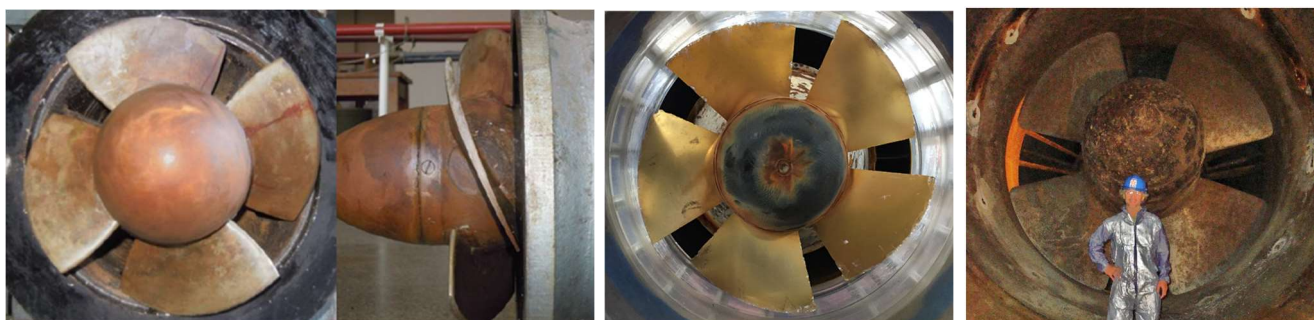
Voor pomp7 IJmuiden is spuiend-pompen beperkt tot -0,2 m systeemdruk en een max. debiet van $50 \text{ m}^3/\text{s}$. Voor de Brouwersdam zou spuiend pompen langer duren (door de eb-fase) en wellicht bij een grotere negatieve systeemdrukhoogte.

Spuiend pompen blijkt wel effectief: Zonder pompactie zou het debiet bij -0,2 m verval ongeveer $36 \text{ m}^3/\text{s}$ bedragen (figuur 4.5 bij $Q = 130.000 \text{ m}^3/\text{h}$). Met maximale pompactie wordt het debiet $50 \text{ m}^3/\text{s}$ ($Q = 180.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Spuiend pompen is tevens energie-efficiënt; uit figuur 4.5 volgt dat voor spuiend pompen (-0,2 m) bij 50 m³/s een pompdruk van 0,4 meter nodig is, terwijl bij hetzelfde debiet bij een systeemdruk van +1,2 meter, een pompdruk van 1,8 meter nodig is. Dit maakt dat voor een gegeven debiet (in dit geval 50 m³/s) spuiend pompen een veel lagere elektrische input vraagt dan pompen met positieve systeem drukhoogte.

4.4.4 Turbineren

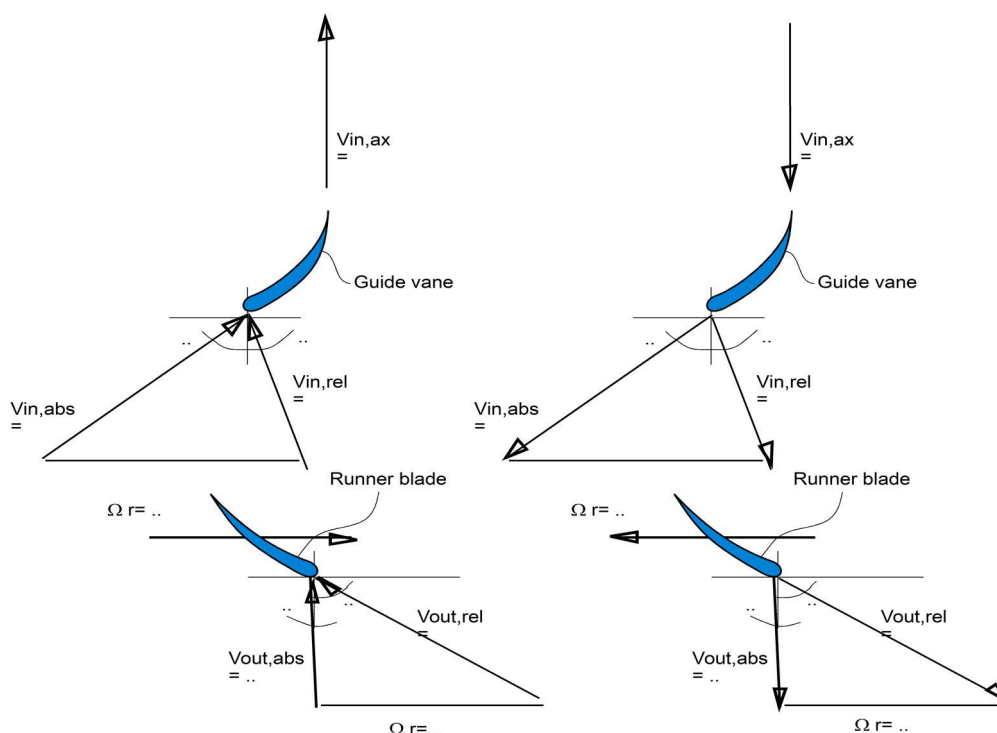
Pompen worden in de praktijk ook wel gebruikt als turbine, zie Pienika, 2017. Veelal gebeurt dit vanuit kostenoverweging; vooral voor kleinere vermogensklasse (< 100 kW) zijn turbines duurder dan seriematig geproduceerde pompen, maar ook in de grotere vermogensklasse zijn voorbeelden te vinden. Omgekeerd gebeurt overigens ook; grote waterturbines zoals toegepast in La Rance (5,2 meter diameter) worden ingezet als pomp.



Figuur 4.8 Links: pomp-als-Turbine ($D=247$ mm), test Pienika, 2017 en midden $D=300$ mm pomp-turbine, (Hogeschool Zeeland). Rechts: $D=5200$ mm getijrturbine La Rance

25

Figuur 4.9 geeft een inzicht hoe de doorstroming van een axiale machine is, als pomp en als pomp-als-turbine (PAT).



Figuur 4.9 snelheidsdriehoeken voor pomp (links) en turbine (rechts).

Figuur 4.9 geeft weer dat de stromingsrichting, en ook de draai-richting als turbine tegengesteld is de aan die als pomp.

Een punt van aandacht is de lagering van het roterende machineonderdeel (de rotor). Als wordt gepompt en geturbineerd met eenzelfde stromingsrichting zijn de axiale krachten verschillend van richting en dient de lagering (taats-lagers) daarop te zijn ontworpen.

Als in één stromingsrichting wordt gepompt, en in de andere stromingsrichting wordt geturbineerd (zoals in figuur 4.9) dan werkt de axiale kracht dezelfde kant op en behoeft de axiale lagering in principe geen aanpassing.

Verschillen tussen pomp en turbine liggen o.a. in de bladgeometrie; turbines werden vaak uitgerust met scherpe leading-edge terwijl pompen voorheen werden uitgerust met afgeronde leading-edge. Met recent inzicht m.b.t. visveiligheid worden nu ook turbines uitgerust met afgeronde leading-edge. Als een pomp ook als pomp-als-turbine wordt gebruikt, wordt vaak de trailing-edge (in pompmodus, wat de leading-edge is in turbinemodus) afgerond.

De bladgeometrie in figuur 4.9 is geoptimaliseerd als pomp in één draai- en stromingsrichting (en mogelijk ook als PAT in de andere stromings- en draairichting). Voor turbineren met dezelfde stromingsrichting als voor pompen, is de bladkromming niet geschikt en zou die moeten worden gedraaid.

Als een pomp volgens figuur 4.10 wordt uitgerust met symmetrische bladen, wordt die geschikt voor twee draai- en stromingsrichtingen, zowel in pomp als turbinebedrijf. Dit is het geval voor de pomp-turbine die staat opgesteld op de HZ. Merk op dat deze multifunctionaliteit een compromis is tussen pomp- en turbinerendementen in twee richtingen en ten koste gaat van enige procenten rendement.



26

Figuur 4.11 Schoep-vorm en rotor van de pompturbine opgesteld @ HZ

Voor toepassing als pomp voor systeem Brouwersdam (pompmodus in eb-fase en regeneratieve modus in vloed-fase) is een dergelijke symmetrische bladvorm niet nodig.

4.5 Levensduur en onderhoud

De (technische) levensduur van pompen in de Brouwersdam wordt bepaald door o.a.

1. de bescherming van de machineonderdelen tegen het corrosieve zoute zeewater.
2. slijtage van machineonderdelen (rotor-cavitatie, lagers, afdichtingen, transmissie - tandwielkasten, haakse overbrenging-, motor/generator-wikkelingen en/of magneten, vermogenselektronica en e.v.t. sleepring-koolborstels, Dorji, 2014).
3. Abnormaliteiten (botsing van schoepbladen met grote en zware voorwerpen, verstopping, net-uitval en ingrijpen noodvoorzieningen).

Wat betreft de bescherming tegen corrosie is veel ervaring opgedaan met de getijcentrale in La Rance, waar al bijna 60 jaar de turbines in zout zeewater functioneren. De machineonderdelen worden daar galvanisch (kathodisch) tegen corrosie beschermd door het onder een relatief kleine elektrische spanning zetten van de installatie. In het totaal zijn daarvoor 18 inverters opgesteld met elk 24 V, 120 A, wat bij continu gebruik jaarlijks 227 MWh aan elektrische energie vraagt (ordegrootte 1 % van het door de getijcentrale

opgewekte elektrische energie). Regelmatige inspectie heeft laten zien dat corrosie minimaal is en kathodische bescherming voldoet en instaat voor een -op dat punt- lange levensduur.

M.b.t. slijtage dienen de pompen regelmatig te worden gecontroleerd.



Figuur 4.12 reparatie van cavitatie-schade aan een loopschoep van een waterkrachtturbine (Stellba, mei 2014)

Met het oog op reguliere slijtage aan bijvoorbeeld lagers dient de constructie zodanig te zijn ontworpen dat vervanging van (deelbare) lagers kan plaatsvinden zonder uitbouwen van de grote machineonderdelen. Het zelfde geldt uiteraard ook voor kleinere onderdelen als bijvoorbeeld koolborstels.

27

Vervanging van grote machineonderdelen (tandwielkasten, motor/generatoren) valt onder niet-regulier (abnormaal) onderhoud, dat in de praktijk weldegelijk voorkomt. Zo zijn in La Rance gedurende de 60 jaar bedrijfstijd inmiddels alle (24) generator-stators vervangen. Van de Ø 4 meter diameter waterturbines in de Nederlandse riviercentrales (Mourik/Alphen) (1988, bedrijfstijd 5000-6000 uur/jaar) is bekend dat de (Andritz) turbines solide en betrouwbaar zijn en het onderhoud bestaat uit eens in de 5-6 jaar droogzetten van de machine voor inspectie, uitlijning van de turbinetandwielkast-vrijlooppkoppeling-generator en vervanging van smeerolie. Meer aandacht wordt gevraagd door de hydrauliekinstallatie (voor het verstellen van leid- en loopschoepen). Deze is in pompen met vaste geometrie niet aanwezig. Een dergelijke onderhoudsbeurt kost 50-75 kEuro all-in, exclusief BTW. Onderhoud van eens in de 5 jaar betekent als er 10 pompen in de Brouwersdam zouden worden toegepast, er gemiddeld per jaar 2 stuks moeten worden drooggezet.

Eveneens onder abnormaal onderhoud valt vervanging/reparatie van de machineonderdelen bij niet-standaard bedrijf. Dit kan zijn dat tijdens bedrijf grote en zware voorwerpen (drijfhout, dieren) in botsing komen met de draaiende pomprotor. Andere abnormale omstandigheid is bijvoorbeeld het tijdens bedrijf wegvallen van de netaansluiting, zodat de pomp onder invloed van het waterstandverschil als turbine op "run-away" conditie gaat draaien, mogelijk met hydro-dynamische en/of mechanische instabiliteit tot gevolg. Afhankelijk van de Q-H-karakteristiek van de pomp hoeft netuitval overigens niet te leiden tot (te) hoge toerentallen, maar hier dient wel op ontworpen te worden.

Punt van aandacht is ook hoe het bedrijf van de doorlaat met pompen ongestoord doorgang kan vinden, ook bij regulier onderhoud. Het zal duidelijk zijn dat vanwege preventief of curatief onderhoud machines regelmatig moeten worden geïnspecteerd en/of onderhouden. Voor het zo goed als mogelijk in stand houden van de getijbeweging op het Grevelingenmeer is het van belang dat de machines niet gelijktijdig maar achtereenvolgens worden geïnspecteerd/onderhouden.

Vanuit onderhoudsperspectief kan het raadzaam zijn om het n-1-principe toe te passen, dat zegt dat als 1 machine uitvalt, de functie van de doorlaat met pompen ongestoord doorgang kan vinden. Ook kan het raadzaam zijn een extra machine (eventueel in onderdelen) paraat te hebben liggen voor vlotte uitwisseling, mocht dat nodig zijn.

Om een ongestoord bedrijf van de doorlaat mogelijk te maken kan het daarbij raadzaam zijn om een extra koker met e.v.t. pomp op te nemen. Mogelijk alternatief is het onderhoud te plannen in perioden dat de getijbeweging niet kritisch is (winterperiode).

Concluderend kan worden gesteld dat lange levensduur -mits daar op is ontworpen- mogelijk is, met als voorbeeld de getijcentrale La Rance (bijna 60 jaar) en de pompen IJmuiden (Storkpompen 45 jaar). De pompen in de Afsluitdijk zijn conform de eisen van RWS ontworpen op een levensduur van 40 jaar.

4.6 Conclusies t.a.v. techniek

Conclusies zijn:

1. Bij de technische evaluatie zijn geen directe technische belemmeringen geïdentificeerd voor toepassing van pompen in de Brouwersdam. Duidelijk is wel dat als het aantal pompen dient te worden beperkt tot ongeveer 10-15, dit exceptioneel grote pompen moeten zijn, met een propeller-diameter van ongeveer 8 meter. Voorbeelden van dergelijke grote hydraulische roterende stromingsmachines bestaan als getij-turbine en scheepsschroeven. Dergelijke grote rotoren zijn een uitdaging, o.a. vanwege de vereiste NPSH (diepteligging) in relatie tot de diepte van de civiele constructie.
2. Met propellerpompen kan naar het huidige inzicht worden gepompt (met positieve systeem drukhoogte) en spuiend-gepompt (met negatieve systeem drukhoogte), uiteraard met inachtneming van het werkgebied van de pomp. Spuiend pompen blijkt - door ondersteuning van de zwaartekracht- een efficiënte manier voor het bereiken van een hoog debiet.
3. Propellerpomp kunnen eveneens worden ingezet voor regeneratief remmen (turbineren) in tegengestelde stromingsrichting, mits voorzien van aanpassingen aan rotor en motor-generator en uiteraard met inachtneming van het werkgebied van de pomp-als-turbine (PAT). Regeneratief remmen kan worden ingezet voor 1) in lichte mate, alleen ter voorkoming van instabiliteiten of 2) in sterkere mate ook voor opwekking van elektriciteit.
4. Structurele vrijloop is een modus die wordt afgeraden, met het oog op: 1) risico op overtoeren; 2) hydro-dynamische- en mechanische instabiliteit en vermoeiing; en 3) slijtage van de sleepringen (indien van toepassing). Incidenteel kan vrijloop toelaatbaar zijn, bijvoorbeeld bij wegvallen van de net-verbinding, mits deze periode (bijvoorbeeld door het niet kunnen sluiten van schuiven (of e.v.t. leidschoepen) niet te lang duurt. Dit vraagt een daarop aangepast ontwerp.

5. Met pompen en spuiend pompen is het in principe technisch haalbaar om de gewenste getijvariatie op het Grevelingen te bereiken, ook bij 40 cm zeespiegelstijging. De technische haalbaarheid hangt af van 1): het uiteindelijke inzetbereik (werkgebied) van de pomp en pomp-als-turbine en 2) de benodigde ontwikkel-inspanning van grote (~8 meter diameter) pompen (info pompleverancier).

5. ECOLOGIE: VEILIGHEID VOOR VISSSEN EN ZEEZOOGDIEREN

5.1 Eisen t.a.v. veiligheid van vissen en zeezoogdieren

De eisen die worden gesteld m.b.t. toelaatbare schade (mortaliteit) voor vissen en zeezoogdieren voor de doorlaat Brouwersdam zijn geformuleerd als (Paulus, 7 april 2021):

1. schubvis: 1 %
2. paling: 0,7 %
3. zeezoogdieren 0,01 %

De geformuleerde eisen zijn scherp, vooral ten aanzien van zeezoogdieren. Bekend is dat nu al zeehonden de Brouwersdam, via de Brouwerssluis passeren.

5.2 Haalbare veiligheid t.a.v. vissen

In zekere zin is deze rapportage een update (nu toegespitst op pompen) van een eerder rapport opgesteld ten tijde van de verkenningsfase (Berkel, 2019).

Voor de berekening van visschade wordt de in mei 2020 uitgebrachte Nederlandse norm NEN8775 aangehouden. Die norm gaat over methoden voor bepaling van visschade (niet over de normstelling zelf). Op hoofdlijn kent de norm 3 onderdelen:

1. beproeving van pompen, turbines en schroefvijzels,
2. methode voor berekening van visschade,
3. verschaling van een gemeten of berekende pomp met bepaalde afmetingen en condities, naar een andere afmeting en/of conditie.

30

De bepaling van de te verwachte visschade wordt hier gebaseerd op de rekenmethode. Deze methode is -in een vroege vorm- ook geverifieerd door tests met een 50 cm getijrturbine in het kader van project Pro-Tide (Esch, Vriese en Berkel, 2015).

Omdat bij pompen en turbines botsingsschade dominant is, is de rekenmethode gericht op berekening van ernstige visschade door botsing met schoepen, en omvat het geen berekening van schade ten gevolge van bijvoorbeeld baro-trauma, afschuiving, beknelling. Op hoofdlijn omvat de rekenmethode berekening van:

1. kans dat een vis met gegeven lengte in botsing komt met een (bewegend) schoepblad,
2. kans op ernstig letsel, bij botsing.

De berekening van kans op ernstige schade vindt aldus plaats in 2-delen.

De botsingskans (P_{th}), (vgl. 4 en 5 NEN8775) hangt af van de geometrie van de vis (lengte) en de pomp (diameter, aantal schoepen), alsmede van de bedrijfscondities (debiet/snelheid en toerental).

In vereenvoudigde vorm:

$$P_{th} = \frac{L_{eff} N \omega}{v_m 2\pi} \quad (5.1)$$

waarbij,

L_{eff} effectieve lengte van de vis [m];

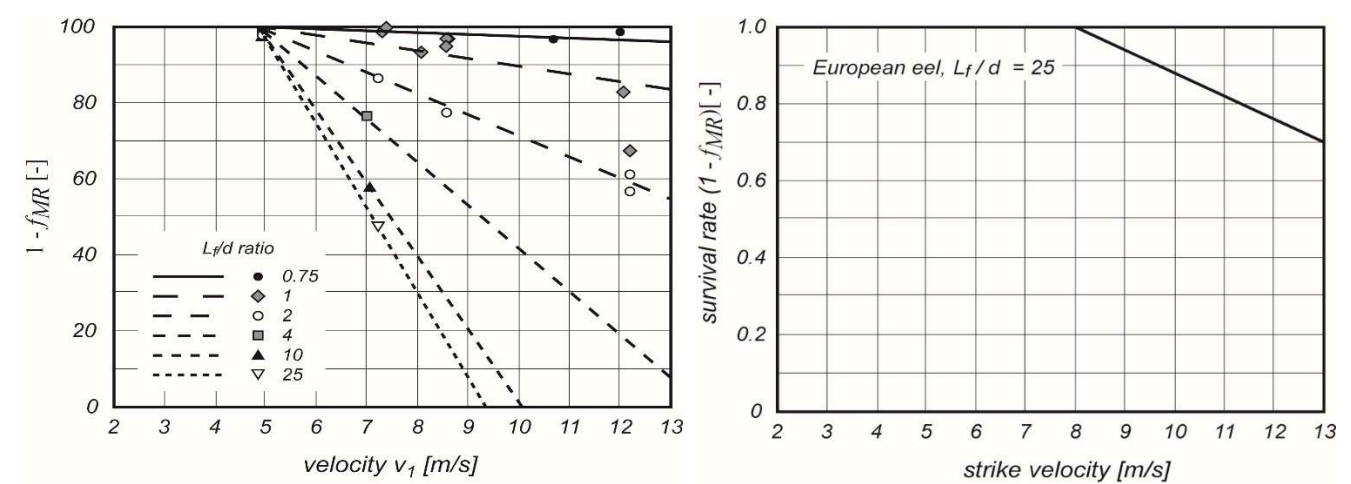
N aantal rotorbladen [-];

ω hoeksnelheid [rad/s];

v_m watersnelheid in het meridiaan-vlak, ter plaatse van de botsing [m/s];

De vergelijking kan worden begrepen uit de rotor-rotatie [rad] gedurende de tijd die nodig is voor passage van een vis ($\omega \times L_f/v_m$), als fractie van de hoek tussen de schoepen ($2 \pi / N$).

De schadefactor f_{MR} "Mutilation factor" bij botsing is proefondervindelijk bepaald (vooral in US). Deze blijkt af te hangen van de botsings-snelheid, en ook van de kromtestraal van de schoep-voorrand, in verhouding tot de lengte van de vis.



Figuur 5.1 Overlevingskans (=1-schadefactor) voor (links) schubvis, naar Electric Power Research Institute (EPRI), 2011, *Fish Passage through Turbines: Application of Conventional Hydropower Data to Hydrokinetic Technologies, Final Technical Report No. 1024638* en (rechts) voor paling, naar Van Esch, B.P.M., Spierts, I.L.Y., 2014, *Validation of a Model to Predict Fish Passage Mortality in Pumping Stations, Canadian Journal of Fisheries and Aquatic Sciences*

31

Uit figuur 5.1 blijkt dat paling robuuster is tegen botsingen dan schubvis. Onder de 8 m/s botsingssnelheid ondervindt paling geen schade (5 m/s voor schubvis). Voor schubvis hangt de schadefactor af van de verhouding tussen lengte van de vis en de afronding van de schoep-voorrand. In formulevorm:

$$f_{MR} = \left(a \ln \left(\frac{L_f}{d} \right) + b \right) \cdot (v - v_{crit}) \tag{5.2}$$

waarbij

- d de dikte van de voorrand van de schoep [m];
- v de botsingssnelheid [m/s];
- v_{krit} de kritieke (drempel)waarde voor botsingssnelheid [m/s];
- a, b empirische parameters [-].

De parameters a, b and v_{crit} gegeven in tabel 5.1.

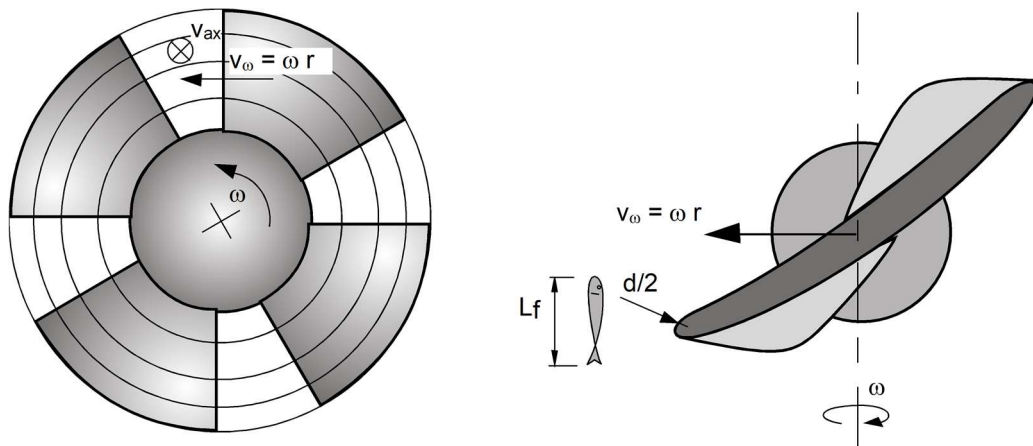
Tabel 5.1 — parameters a, b en v_{crit}

Fish species	Scaly fish			Eel
L_f/d [-]	0 – 2	2 – 10	10 – 25	1– 25
a [-]	0,0531	0,0829	0,0327	0,0024
b [-]	0,0202	-0,0021	0,1146	-
v_{crit} [m/s]	4,8	4,8	4,8	8

Ook omdat in het verleden (Pro-Tide) schubvis gevoeliger is gebleken voor schade dan paling, wordt als voorbeeld hier uitgegaan van:

- Zeebaars, 25 cm lengte, met een vrij scherpe schoep-afronding van $d = 0,01 D$, voor een 8 meter diameter pomp ($L_f/d = 25/8 = \text{range } 2\text{-}10$).

De botsingskans P_{th} en schadefactor f_{MR} worden berekend op verschillende radii van de pomprotor, zie figuur 5.2.



Figuur 5.2 Rotor-aanzicht en omtrek-doorsnede van een schoepblad.

Tabel 5.2 geeft de resultaten voor de 8 meter diameter pomp (2 x IJmuiden)

Tabel 5.2 Berekende mortaliteit t.g.v. botsingschade (loopschoep, excl. leidschoep) voor Zeebaars (25 cm lengte), voor een pomp type "IJmuiden pomp7" met diameter 8 meter, 40 RPM, $200 \text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta H_{pomp} = 1 \text{ m}$.

			Fish species							
			Scaly fish				Eel			
			$L_f/d [-]$	0 - 2	2 - 10	10 - 25	1 - 25			
			a [-]	0,0531	0,0829	0,0327	0,0024			
			b [-]	0,0202	-0,0021	0,1146	-			
			$v_{crit} [\text{m/s}]$	4,8	4,8	4,8	8			
			$P_{th} = \frac{L_{eff} N \omega}{v_m 2\pi} \quad f_{MR} = \left(a \ln \left(\frac{L_f}{d} \right) + b \right) \cdot (v - v_{crit})$							
			Rhub	2	[m]					
			Rtip	4	[m]					
			Nannuli	5	[-]					
			Flow	200	[m ³ /s]					
			Speed	40	RPM					
			Speed	4,19	[rad/s]					
			Nblades	2	[-]					
			Lfish	0,25	[-]					
			dblade	0,15	[-]					
			angle δ	0,3927	[rad]					
segment		r(i)	A(i)	Vm(i)	V Ω (i)	Vstrike(i)	Pth(i)	dblade(i)	Lf/d(i)	fMR(i)
	1	2,20	5,53	5,31	9,22	10,03	0,063	0,15	1,67	0,21
	2	2,60	6,53	5,31	10,89	11,37	0,063	0,15	1,67	0,26
	3	3,00	7,54	5,31	12,57	12,76	0,063	0,15	1,67	0,32
	4	3,40	8,55	5,31	14,24	14,19	0,063	0,15	1,67	0,38
	5	3,80	9,55	5,31	15,92	15,63	0,063	0,15	1,67	0,44
										2,12%

Tabel 5.2 is zien dat de mortaliteit (per annulus) wordt verkregen door vermenigvuldiging van de kans op botsing P_{th} , met de kans op ernstige schade bij botsing f_{MR} .

Het schadegetal 5,22 % geldt bij maximum hydraulische belasting van de 2-bladige pomp). Als de pomp bijvoorbeeld 4 bladen heeft met eenzelfde toerental en afronding van de voorrand van de schoep, is de verwachte visschade 2x hoger (ruim 10%).

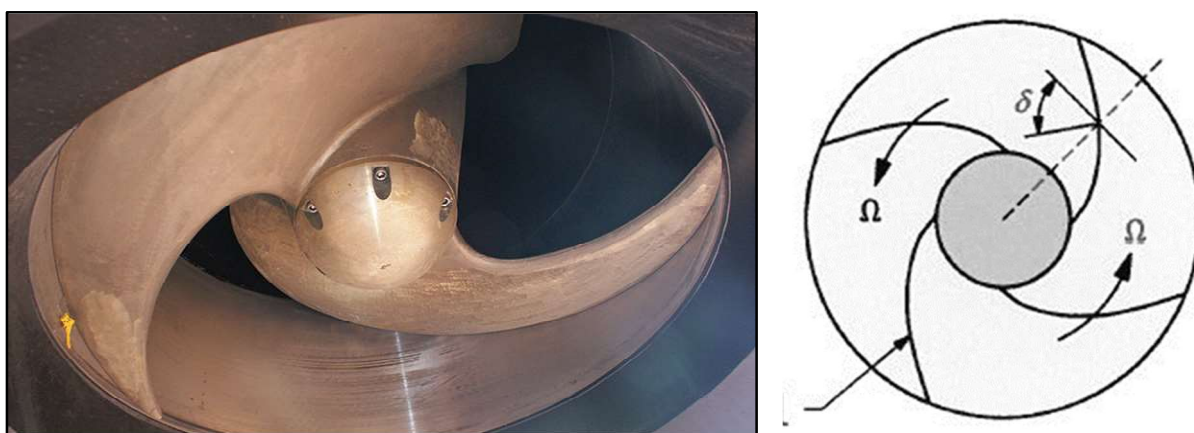
E.v.t. statische leidschoepen zijn in dit voorbeeld niet meegenomen. Een volgende stap zou zijn de berekening van integrale (tijd-gemiddelde) mortaliteit, voor alle voorkomende combinaties van debiet en opvoerhoogte.

Uit vergelijking van de berekende visveiligheid (5-10 %), met de eis voor schubvis (<1 %) blijkt dat een visveilige oplossing niet vanzelfsprekend is.

Verdere reductie van vismortaliteit is mogelijk door:

1. aanpassing schoepvorm (sikkelvormig en grotere afronding schoep-voorrand,
2. lager toerental indien mogelijk,
3. grotere kromtestraal van de schoep-voorrand.

Figuur 5.3 geeft een bekende visveilige schoepvorm, als eerste ontwikkeld door hidrostal: <https://www.hidrostal.com/>.



33

Figuur 5.3 <http://fishflowinnovations.nl/>, zie ook <https://www.natelenenergy.com/turbines/>

Wanneer de sikkelvorm zou worden toegepast met $\delta = 45^\circ$ en een afronding van de schoep-voorrand naar 15/2 cm, wordt een mortaliteit berekend van 2,12%.

5.3 Veiligheid t.a.v. zeezoogdieren

Mogelijke schade aan passerende zeezoogdieren is i.i.t. die van vissen, nog nauwelijks onderzocht, zie Berkel 2019.

Bekend is wel dat zeezoogdieren de huidige brouwersdam passeren, meest concreet gaat het om gewone zeehond, 1,2-1,9 m, grijze zeehond, 1,6-3,3 m en bruinvis, tot 1,8m. Deze dieren zijn aanzienlijk groter dan vissen en ondervinden bij passage een veel grotere botsingskans.

Duidelijk is dat:

1. De botsingskans voor zeezoogdieren met een lengte van typisch 1,5 meter bij pompbedrijf erg groot $\gg 0$ is.
2. de schadekans (bij botsing) wel erg klein (effectief 0) moet zijn om nog aan de 0,01 % toelaatbare schade te kunnen voldoen.

Niet bekend is welke schade zeezoogdieren kunnen oplopen bij botsing en evenmin bekend is of zeezoogdieren gedrag vertonen en afwijkend reageren op voor hun naderend gevaar van een tegemoetkomende schoep.

Zeezoogdieren, zoals zeehonden lopen ook in de natuurlijke habitat gevaar, bijvoorbeeld op predatie en ook door botsing met scheepsschroeven. M.b.t. schade door scheepsschroeven is onderzoek verricht in de wateren rond het Verenigd Koninkrijk

(Thompson, 2010). Het gaat daarbij om enige tientallen gevonden karkassen, waarvan niet bekend is welke fractie dat is van het totaal aantal gesneuvelde zeehonden.

In de studie zijn een groot aantal mogelijke oorzaken voor de verwondingen overwogen. Te oordelen aan de typisch spiraal-vormige verwondingen (zie figuur 1) is geconcludeerd dat de verwondingen moeten zijn veroorzaakt door omsloten scheepspropellers (thrusters).



Figuur 5.4 Typisch spiraal-vormige diepe insnijdingen (door huid en vetlaag), Thompson, 2010).

Omsloten scheepsschroeven zijn propellers die omsloten zijn door een ring, zie figuur 5.5.



Figuur 5.5 Ducted- or azimuth propeller (thruster)

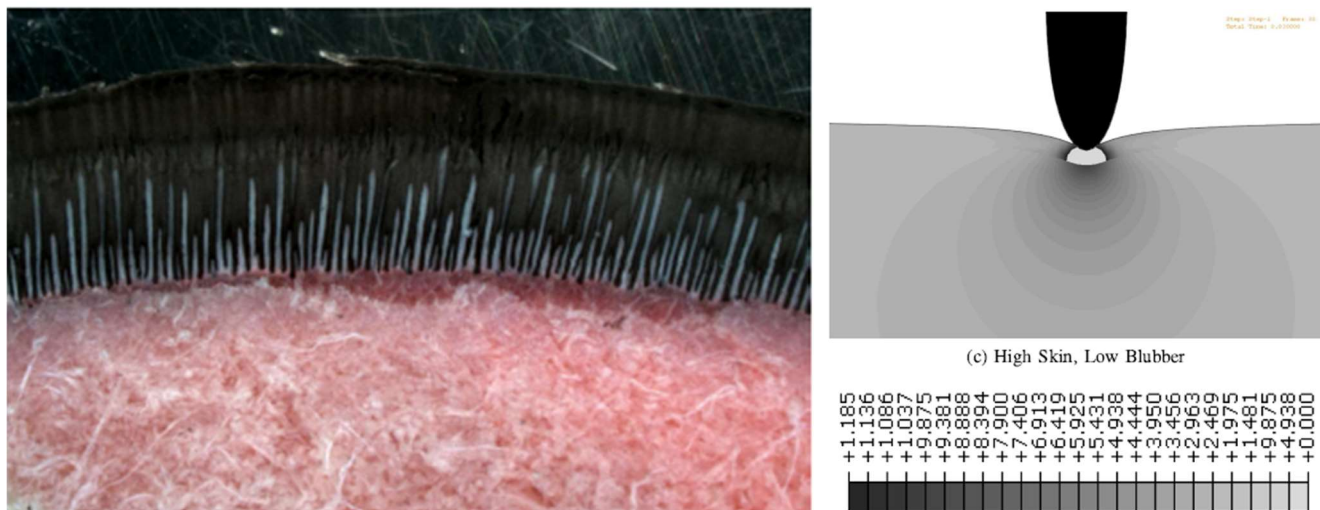
Dit type propeller (die tevens als roer wordt gebruikt) wordt veelal gebruikt voor dynamische positionering van schepen en platforms.

De spiraal-vormige verwondingen worden toegeschreven aan het mechanisme dat zeehonden bekneld raken tussen een schroefblad en het huis en met een axiale en radiale beweging worden afgewikkeld. Een dergelijk schademechanisme is ook bekend voor vissen in pompen en turbines ("grinding & pinching").

Vanwege de nauw omsloten ring vertoont de azimuth propeller overeenkomst met een omsloten pomp of getijrturbine (die beide echter niet in het vindgebied van de gesneuvelde zeehonden aanwezig waren).

Grear, 2015 vermeldt onderzoek naar schade aan weefsel (huid en vetlaag) van walvisachtigen en zeehonden. Verwezen wordt naar computersimulaties waaruit zou blijken dat schade aan huid- en vetlaag optreedt bij blad-snelheden boven 3 m/s, en alleen vetlaag-schade boven 2 m/s. Uiteraard hangt dit samen met de relatieve afmetingen van het voorwerp en genoemd wordt dat voor een kromtestraal van circa 10x de dikte van de huid, ~ 5 m/s een kritische snelheid is.

Op basis van onderzoek en karakterisatie van de huid en vetlaag, zijn numerieke simulaties (Abaqus) uitgevoerd voor berekening van Von-Mises spanningen die optreden in de huid en vetlaag, bij botsing met een turbineblad.



Figuur 5.6 Huid en vetlaag van een jonge walvis en (rechts) numerieke simulatie voor berekening van optredende spanningen bij botsing (Grear, 2015)

Vanwege de grote variëteit van samenstelling konden (nog) geen conclusies verbonden worden aan de resultaten. Ook na vervolgonderzoek (Grear, 2017) kon geen uitsluitel worden gegeven m.b.t. voorspellen van botsingschade.

Copping, 2017 beschrijft onderzoek naar: 1) voor specifieke locaties, aanwezigheid van zoogdieren in de nabijheid getijtturbines; 2) weefsel-testen en verdere mechanische karakterisatie en 3) modellering van botsing van een zeezoogdier met een turbineblad. Waar het in de studies van Grear, 2015 en 2017 ging op open "Open-Hydro" turbines (omsloten, maar vrij opgesteld en met een open naaf) gaat het in de modellering van Copping over vrij-stroom turbines, met een diameter van 20 meter bij maximaal 13 m/s tip-snelheid.

35

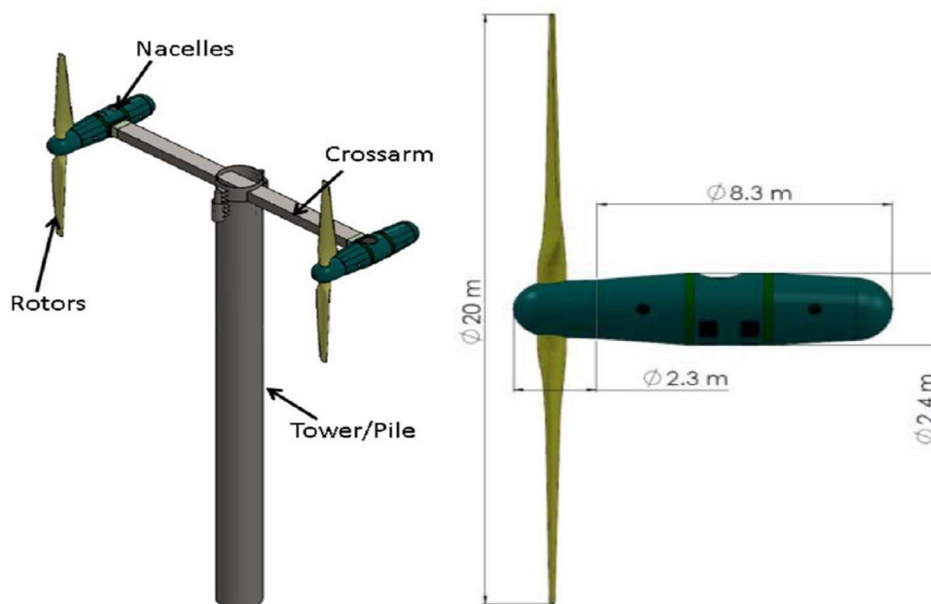


Fig. 3. Schematic of the two-bladed, dual rotor turbine (left) and detail of the rotor and nacelle (right) [22].

Figuur 5.7 "Seagen" opstelling van 2 stuks 2-bladige vrijstroom-getijtturbines (Copping, 2017)

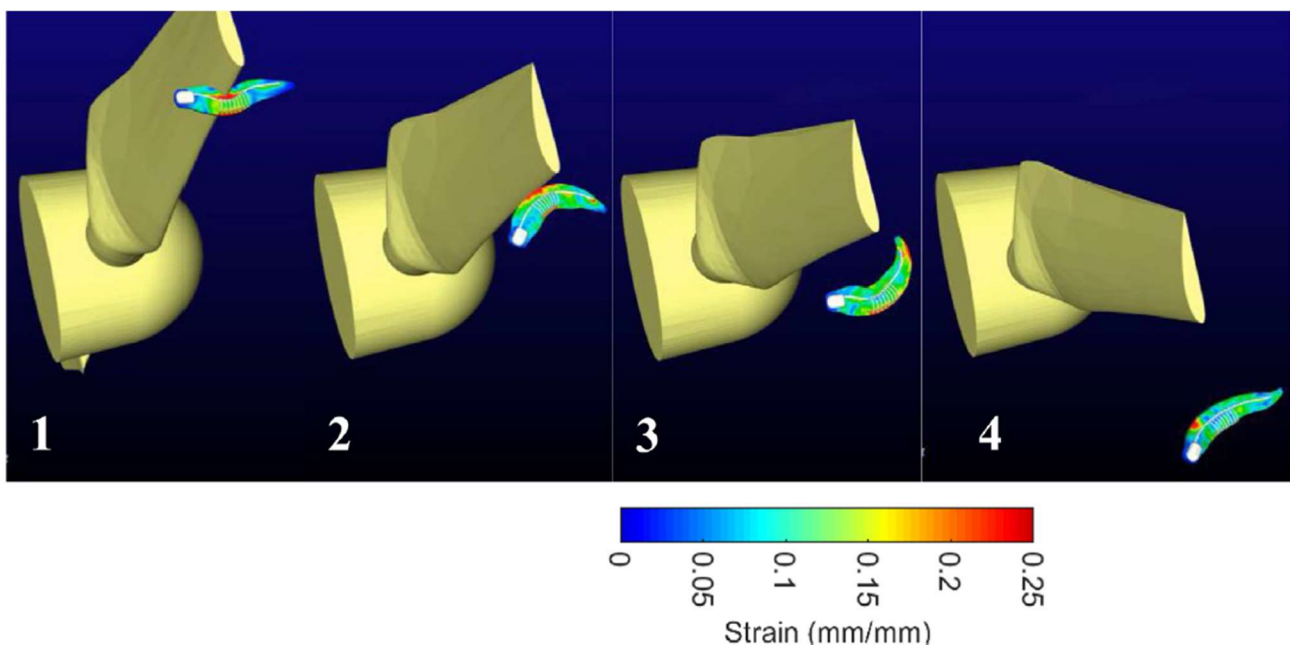
M.b.t. de aanwezigheid van zeezoogdieren wordt geïndiceerd dat na installatie minder dieren in het gebied verblijven en mogelijk door geluid de turbines mijden. Omdat

de turbines werden stopgezet bij naderende zeezoogdieren, zijn geen botsingen waargenomen.

M.b.t. weefsel-tests werd in de studie van Copping eerdere bevindingen (grote variatie mechanische eigenschappen tussen verschillende dieren) bevestigd. De mechanische eigenschappen zijn verder gebruikt in de modellering van schade. Daarbij werd berekend op basis de hydro-mechanica van een botsing en de mechanische respons van het weefsel (uit de karakterisatie) in welk volume de elastische vervorming werd overschreden.

Daarbij is verondersteld dat beneden 13 cm³ weefselvolume er geen permanente schade optreedt. Ook is onderscheid gemaakt tussen schade aan romp en kop. De vetlaag bij de kop is weliswaar dunner (en daardoor minder dempend dan de vetlaag rond de romp), maar de massa-traagheid van de kop is eveneens (veel) kleiner waardoor de schadefactor niet groter hoeft te zijn.

Figuur 5.8 geeft opeenvolgende tijdstippen van de simulatie van een botsing.



36

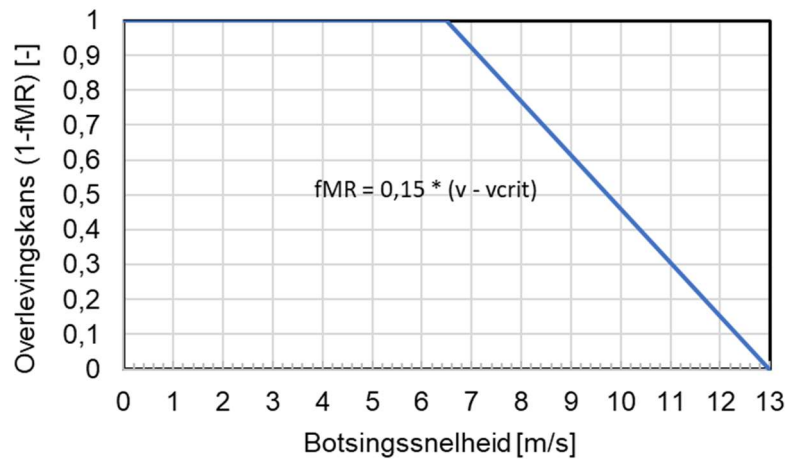
Fig. 9. Time sequence of a Scenario 1 simulated turbine blade colliding with a harbor seal at a tip speed of 13 m/s, using tissue properties from Seal 1. In panel 1 the blade contacts the seal. Panel 2 shows the seal pushed out of the way by the blade, causing significant flex in the animal's body in reaction to the force. Panel 3 simulates the momentum of the seal as it is carried away from the blade, resulting in the body counter flexing. In panel 4, the seal has adjusted back to its normal swimming configuration.

Figuur 5.8 Opeenvolgende beelden van botsing van een zeezoogdier met een turbineblad, numerieke simulatie (Copping, 2017)

De simulaties geven aan dat er aan aanzienlijk (progressief) groter letsel-volume is als zoogdieren worden geraakt aan de tip (snelheid 13 m/s), dan ergens halverwege de bladlengte (6,5 m/s).

Op grond van dit resultaat zou -zeer voorlopig- mogen worden verwacht dat schade aan zeezoogdieren begint op te treden vanaf 6,5 m/s en volledig fataal is bij 13 m/s. Daarbij wordt wel aangetekend dat dit resultaat geldt voor een open turbine (zonder huis). De schade voor een gesloten pomp is naar verwachting hoger.

Het resultaat zou overeenkomen met een schadeprofiel volgens figuur 5.9.



Figuur 5.9 Schadeprofiel voor zeezoogdieren, afgeleid van (Copping, 2017)

Als op basis hiervan de te verwachten schade aan zeehonden wordt berekend toegedaan door een Ø 8 meter diameter pomp@ 200 m³/s, 40 RPM, dan geeft tabel 5.3:

Tabel 5.3 Berekende mortaliteit t.g.v. botsingschade (loopschoep, excl. leidschoep) voor zeehonden, voor een 2-bladig pomp type met diameter 8 meter, 40 RPM, 200 m³/s, $\Delta H_{pomp} = 1$ m.

		r(i)	A(i)	V _m (i)	V _Ω (i)	V _{strike} (i)	P _{th} (i)	d _{blade} (i)	L _f /d(i)	fMR(i)
segment	1	2,20	5,53	5,31	9,22	10,03	0,377			0,78
	2	2,60	6,53	5,31	10,89	11,37	0,377			0,99
	3	3,00	7,54	5,31	12,57	12,76	0,377			1,00
	4	3,40	8,55	5,31	14,24	14,19	0,377			1,00
	5	3,80	9,55	5,31	15,92	15,63	0,377			1,00
										36,42%

Tabel 5.3 geeft aan dat de te verwachte schade aan zeehonden (uitgaande van een open rotor, voor een nog niet geoptimaliseerde pomp) ruwweg een factor 3600 boven de toelaatbare schade ligt.

Dit leidt tot de conclusie dat de beschouwde pompen intrinsiek onveilig zijn voor zeehonden en voorkomen moet worden dat deze de pomp benadert.

5.4 Mitigerende maatregelen voor veiligheid van zeezoogdieren

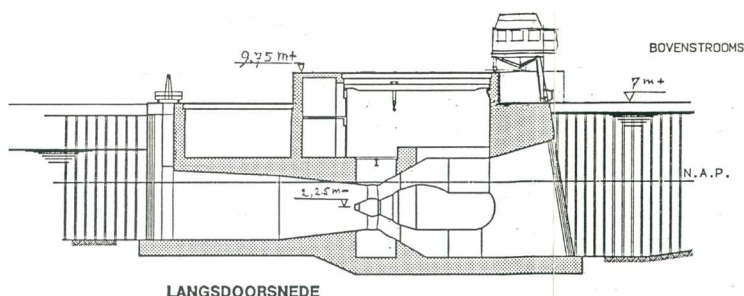
Als vanwege het risico op schade, passage van zeezoogdieren tijdens bedrijf niet toelaatbaar is, kunnen de volgende maatregelen worden ingeroepen (Berkel, 2019):

1. afschrikken van zeezoogdieren door bijvoorbeeld geluid, licht,
2. terugtoeren als een zeezoogdier in de koker-ingang wordt gesignaleerd,
3. weerhouden van zeezoogdieren, door toepassing van een grof-rooster.

Aangetoond is dat niet alle dieren zich laten afschrikken door licht- of geluid. Een andere oplossingsrichting is om als (geautomatiseerd) wordt gesignaleerd dat een zeezoogdier een koker inzwemt, de desbetreffende pomp wordt teruggetoerd of stilgezet. Het tijdig terugtoeren of stilzetten van turbines is wel toepasbaar gebleken bij open getijtturbines, maar (nog) niet bij gesloten turbines met hoge stroomsnelheden. Bij een stroomsnelheid van 5 m/s duurt het ongeveer 10 seconden voor dat een inzwemmende zeehond de pomprotor heeft bereikt. In (Capozucca, 2021) is berekend dat het met bekrachtigde motor optoeren van de pomp als turbine vanuit stilstand ongeveer 6 seconden duurt voor dat de

eindsnelheid is bereikt. Het is denkbaar dat een “emergency stop” in ongeveer dezelfde tijdspanne kan plaatsvinden. Bewezen is deze optie echter nog niet.

De tot dusver enige echt bewezen optie voor het garanderen van vis- en zeezoogdierveiligheid is plaatsing van een rooster voor de instroomopening van de pompen. Omdat het bij toepassing in de Brouwersdam om een bi-directionele toepassing geeft zouden aan weerszijden van de kokers moeten worden geplaatst.



Figuur 5.10 Links: grofrooster met roosterreiniger geplaatst voor de waterinlaat van waterkrachtcentrale Maurik, rechts: doorsnedetekening

Toepassing van roosters heeft wel gevolgen voor bedrijf en beheer en onderhoud.

M.b.t. **bedrijf van pompen** levert een rooster o.a. hydraulische weerstand. Dit is met het oog op de Brouwersdam uitgewerkt in (Berkel, 2019). Het hydraulische drukverlies [mwk] over een rooster is daarbij gegeven door:

$$H_{loss} = K \frac{v^2}{2g} \quad (5.3)$$

38

Als wordt uitgegaan van een tralierooster met ronde spijlen met een dichtheid van 85 % is de weerstandsfactor ongeveer 0,2.

De loodrechte snelheid door het rooster kan daarbij verminderd worden door het rooster (net zoals bijvoorbeeld voor WaterKrachtCentrale-Roermond) onder een hoek met de stroming te plaatsen, waardoor het doorstroomoppervlak wordt vergroot.

Wanneer het rooster op ruime afstand voor de instroomopeningen wordt geplaatst, bijvoorbeeld bij een lokale stroomsnelheid van 2 m/s, levert dat een totale hydraulische weerstand op van ongeveer 10 cm, wat een significante (extra) weerstand is ten opzichte van gebruikelijke opvoerhoogte tot 1 meter. Bij de planuitwerking dient hier nadrukkelijk aandacht aan te worden gegeven.

M.b.t. beheer en onderhoud gaat het vooral om de installatie voor rooster-reiniging.

Rooster-reinigers verwijderen door schrapen opgehoopt drijfvuil dat met de stroming wordt meegevoerd en tegen het rooster blijft hangen.

De roosterreinigingsinstallaties zijn kostbare voorzieningen. Onderzocht kan worden of een roosterreiniger ook in getijsituaties (met bi-directionele doorstroming) noodzakelijk is. verwacht mag worden dat vuil dat tegen een rooster wordt opgevangen, na kenteren van het getij weer terugspoelen naar daar waar het vandaan kwam (het Grevelingen, of de voordelta).

Ondanks dat grofroosters tot op heden niet zijn toegepast in getijdencentrales is deze optie voor bereiken van zeezoogdierveiligheid, in combinatie met de “backflush” reinigingsoptie denkbaar en dient in de planuitwerkingsfase verder op haalbaarheid te worden onderzocht.

5.5 Conclusies t.a.v. veiligheid voor vissen en zeezoogdieren

1. De verwachte visschade van een pomp van de grootte die nodig is voor de Brouwersdam ($\varnothing$ 8 meter diameter @ 200 m³/s, 40 RPM) ligt in de ordegrootte van < 10 %. Voor het bereiken van de voorlopige eis (< 1% voor schubvis) dient het ontwerp op visveiligheid te worden verbeterd. Daar zijn mogelijkheden t.a.v. geometrie (sikkel-vorm en afronding schoep-voorrand), en bedrijf (toerental),
2. de pomp is op basis van huidig inzicht intrinsiek zeer onveilig voor zeezoogdieren,
3. vereist zijn aanvullende maatregelen (mitigatie), die voorkomen dat zeezoogdieren in een draaiende pomprotor geraken. Het meest voorde hand liggend is het plaatsen van een grofrooster (aan weerszijde van de kokers). Daarbij zijn effecten te verwachten op vervuiling en reiniging (kosten) en hydraulische verlies (toename systeem-drukhoogte).

6. INVESTERING- EN OPERATIONELE KOSTEN VAN POMPEN

6.1 Investeringskosten

In de verkenningsfase (2019) zijn kosten opgenomen voor 12 pompturbines. Tabel 6.1 geeft daarvan een overzicht:

Tabel 6.1 Overzicht van investeringskosten voor 12 pompturbines.

Prijzen excl. BTW			
Investeringskosten 2 MW pompturbines	[M€]	49,0	M€ 4,086/stuk (M€ 5,618/stuk 66% productie laag loon + projectkosten en installatie, prijspeil 2015)
Indexatie prijs peil 2015-2019 10%	[M€]	4,9	10 %, of 2,5 %/jaar
		53,9	

De kosten voor de pompturbines 53,9 M€ (Berkel & Van Bruggen, 2019), prijspeil 2019, zijn ontleend aan het Pro-Tide onderzoek, (Meijnen, 2015). Daarbij zijn de investeringskosten voor de pomp-turbines project-specifiek bepaald op basis van kostenfactoren voor:

- de constructie van de pompturbine unit (rotor, assen) [€/kg];
- overige constructiedelen (lagers, afdichtingen, etc) [€/kg];
- E-deel, permanent-magneet motor/generator en frequentieomvormer [€/kW].

In de investeringskosten zijn ontwikkelingskosten opgenomen. Bedacht moet worden dat het ten tijde van het Pro-Tide project ging om turbines. Of de ontwikkelkosten op dit moment nog toereikend zijn voor de machines zoals nu beschouwd, zou overlegd moeten worden met pompleveranciers.

40

De totale kosten voor de pomp-turbines (53,9 M€)/ gedeeld door het opgestelde vermogen van 24 MW geeft een integrale kostenindicatie van 2250 €/kWe.

Aanvullende kosten zijn opgenomen in tabel 6.2:

Tabel 6.2 Overzicht van aanvullende, eenmalige investeringskosten.

Prijzen excl. BTW			
Aanpassingen Civiele Techniek	[M€]	3,5	prijspeil 2019
Aansluitkosten Stedin 12,5-25 MWe	[M€]	5,3	Opgave Stedin, prijspeil 2019

Merk op dat ten tijde van de verkenning de civieltechnische aanpassingen nog niet op een detailniveau waren uitgewerkt dat correspondeert met figuur 3.1. Ook zijn meerkosten voor een grofrooster nog niet opgenomen. Prijzen zijn onderhevig aan inflatie en veranderingen van grondstoffenprijzen en kunnen niet meer zijn dan een indicatie van de investeringskosten op dit moment.

6.2 Operationele kosten

Operationele kosten zijn te onderscheiden:

1. beheer- en onderhoudsposten,
2. jaarlijkse aansluitkosten Stedin,
3. Energiekosten.

Voor beheer- en onderhoudskosten van de pompen is in de verkenningsfase een percentage van 2,5% van de investeringskosten aangehouden. Vanwege de complexiteit van de machines (bewegende onderdelen) is dat hoger dan de beheer- en onderhoudskosten voor

de civiele constructie waarvoor destijds is 1,2 % aangehouden. Kosten voor een grofrooster met e.v.t. roosterreiniger zijn overigens niet in de 2,5 % onderhoudskosten opgenomen.

De jaarlijkse elektrische aansluitkosten (vastrecht- en meetkosten) zijn gebaseerd op opgave van RVO en bedragen €11.000 per geïnstalleerde MW.

De energiekosten zijn in de verkenning gebaseerd op een analyse van PBL die gemaakt is voor het klimaatakkoord. In de berekening is uitgegaan van een prijs van € 49 per MWh. Overigens zijn baten van terug-levering van elektriciteit (bij regeneratief remmen van de vloedstroom) niet meegenomen. De grootte van deze baten hangen af of regeneratief wordt geremd met het oog op 1) in lichte mate voor vermijden van instabiliteiten, of 2) in sterkere mate voor opwekking van elektriciteit. In de verkenningsfase is gebleken dat met de 2^e optie in de eindsituatie (+40 cm zeespiegelstijging) de elektriciteitsproductie grofweg van dezelfde orde-grootte kan zijn als de energieconsumptie voor pompen.

Omdat dit rapport is gericht op pompen, zijn baten uit elektriciteitsproductie niet meegenomen. Tabel 6.3 geeft een samenvatting van de kosten, op hoofdlijn.

Tabel 6.3 Overzicht van operationele kosten, op hoofdlijn.

Prijzen excl. BTW			
Onderhoud en beheerskosten	[€/kWe.jaar]	56	2,5 % van pomp-investeringskosten per jaar
Jaarlijkse aansluitkosten E-net	[€/kWe.jaar]	11	Opgave RVO
Energiekosten	[€/MWh]	49	Ref. PBL

In aanvulling op tabel 6.3 zijn er kleinere kostenposten, bijvoorbeeld voor afvoer van drijfvuil dat door grofroosters uit de waterstroom wordt verwijderd (300 Euro incl. BTW per 10 m³ container).

Tenslotte geeft tabel 6.4 de kosten exclusief BTW voor pompen in een doorlaat van 10 kokers, ref. figuur 4.14. Deze pompen hebben een geïnstalleerd vermogen van 2,5 MW/stuk en vragen per getijcyclus 55 MWh aan elektriciteit.

Tabel 6.4 Kostenoverzicht voor 10 pompen, op hoofdlijn.

Prijzen excl. BTW			
Investeringskosten 10 stuks 2,5 MW	[M€]	63	prijspeil 2019
Aanpassingen Civiele Techniek	[M€]	3,5	prijspeil 2019
Aansluitkosten Stedin 12,5-25 MWe	[M€]	5,3	Opgave Stedin, prijspeil 2019
Onderhoud en beheerskosten	[M€/jaar]	1,8	2,5 % van totale investeringskosten per jaar
Jaarlijkse aansluitkosten E-net	[M€/jaar]	0,3	Opgave RVO
Energiekosten	[M€/jaar]	1,9	55 MWh per getijcyclus, ~710 cycli per jaar

Het kostenoverzicht kan -als indicatie- dienen ter vergelijking met bijvoorbeeld opties als alternatief voor installatie van pompen.:

1. vergroten van de doorlaat
2. Pulserend spuien, (Kleissen, 2021)

6.3 Voorlopige conclusies t.a.v. Investering en Operationele Kosten

1. Op grond van de verkenningsfase zijn kosten geschat voor investering van pompen (2250 €/kWe), onderhoud en beheer (jaarlijks 2,5% van investering), civiel-technische kosten voor opname van de pompen (3,5 M€), eenmalige en jaarlijks elektrische aansluitkosten (respectievelijk 5,3 M€ en 11 €/kWh.jaar) en energiekosten (49 €/MWh).

2. De totale investeringskosten worden geschat op 71 ME, met jaarlijkse operationele kosten van 4 M€/jaar.

REFERENTIES

- Berkel, J. van, *Pomp- en Turbineweerstand*, memo in het kader van de verkenningsfase, 26 april 2019
- Berkel, J. van, *Pompmoedellering_190318*, memo in het kader van de verkenningsfase, 19 maart 2018
- Berkel, van J. en R. van Bruggen, *Businesscase, Variant 2, Getijdencentrale Brouwersdam*, december 2019.
- Berkel, van J., *Evaluatie fase 1, Spuien/turbineren pompgemaal Born*, Entry Technology Support BV, 10 februari 2020.
- Berkel, van, J., *Verkenning Vis- en Zeezoogdierveiligheid Pomp- en Getijdencentrale Brouwersdam*, Achtergrondrapport Augustus 2019.
- Bernshtein, *Tidal Power Plants*, Korea Ocean Research & Development Institute, 1996.
- Capozucca, M., *Kickstart Procedure of a Pumped Storage Tidal Power Plant*, TU/e Master Thesis, April 2021.
- Copping, A., *Understanding the potential risk to marine mammals from collision with tidal turbines*, *International Journal of Marine Energy* 19 (2017) 110–123
- Dorji, U and R. Ghomashchi, *Hydro turbine failure mechanisms: An overview* School of Mechanical Engineering, The University of Adelaide, SA 5005, Australia, 2014
- Esch, B, van, en T. Vriese, <http://www.pro-tide.eu/wp-content/uploads/2015/10/WP1A2-Model-based-study-of-fish-damage-for-the-Pentair-Fairbanks-Nijhuis-Modified-bulb-turbine-and-the-W2E-cross-flow-turbine.pdf>, Pro-Tide
- Fortin, M., S. Houde, C. Deschênes, *Validation of simulation strategies for the flow in a model propeller turbine during a runaway event*, Hydraulic Machines Laboratory LAMH, Faculty of Science and Engineering, Laval University, Québec, Canada, 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (IAHR 2014)
- Fortin, M., S. Houde, C. Deschênes, *Validation of simulation strategies for the flow in a model propeller turbine during a runaway event*, Hydraulic Machines Laboratory LAMH, Faculty of Science and Engineering, Laval University, Québec, Canada, 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (IAHR 2014)
- Kleissen, F., *Onderzoek naar invloed van pulserend inlaten op menging en zuurstofloosheid in de Grevelingen*, rapport in het kader van project Spelen met Stroom(ing), HZ University of Applied Sciences, Deltares, 26 april 2021.
- Kleissen, F., *Optimalisatie van peilbeheer Getij Grevelingen door aansturing van het doorlaatmiddel in de Brouwersdam*, Deltares,
- Kok, W. en D. Rietberg, *Basistekeningen doorlaat Brouwersdam*, project Getij Grevelingen RWS, 14 januari 2021
- Laleu, V, de, https://tethys.pnnl.gov/sites/default/files/publications/La_Rance_Tidal_Power_Plant_40_year_operation_feedback.pdf, EDF, Oktober 2009

- Leopold MF, Begeman L, van Bleijswijk JDL, IJsseldijk LL, Witte HJ, Groene A. 2015 Exposing the grey seal as a major predator of harbour porpoises. *Proc. R. Soc. B* 282: 20142429. <http://dx.doi.org/10.1098/rspb.2014.2429>
- leopold, M., Porpoises: From predators to prey, *Journal of Sea Research* 97 (2015) 14–23
- Levvel, Uitgangspuntennota hydraulica gemalen Project Afsluitdijk, document ASD-UNO-0030, 1 mei 2019
- Liu, S., D Zhou, D Liu, Y Wu and M Nishi, Runaway transient simulation of a model Kaplan turbine, State Key Laboratory of Hydroscience and Engineering, Dept. of Thermal Eng., Tsinghua University, Beijing, 100084, China, Water Conservancy & Hydropower Eng., Hohai University, Nanjing. 210098, China, Kyushu Inst. Tech. Senior Academy, Kitakyushu, 804-8550, Japan, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems
- Liu, S., D Zhou, D Liu, Y Wu and M Nishi, Runaway transient simulation of a model Kaplan turbine, State Key Laboratory of Hydroscience and Engineering, Dept. of Thermal Eng., Tsinghua University, Beijing, 100084, China, Water Conservancy & Hydropower Eng., Hohai University, Nanjing. 210098, China, Kyushu Inst. Tech. Senior Academy, Kitakyushu, 804-8550, Japan, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems
- Manual on Pumps Used as Turbines, <http://www.nzdl.org/cgi-bin/library?e=d-00000-00---off-0hdl--00-0----0-10-0---0---0direct-10---4-----0-0l--11-en-50---20-about---00-0-1-00-0--4----0-0-11-10-0utfZz-8-00&cl=CL1.11&d=HASH011f05bf8734d88d1a080257.7.2>=1>
- Meesters, J. en M. Rijkers, IRL/TRL pompturbines en gerelateerd projectrisico, versie 1.0, 10 september 2020.
- Meesters, J., Informatie betreffende de pompen in de Afsluitdijk, verstrekt per mail, 12 februari 2021.
- Meesters, J., Informatie betreffende de pompen te IJmuiden, verstrekt per mail, 1 maart 2021.
- Meijnen, R., TurbineOptionsBrouwersdam_030915, Pro Tide/Nijhuis, 3 september 2015
- PBL, <http://www.pbl.nl/sites/default/files/cms/publicaties/pbl-2018-analyse-van-het-voorstelvoor-hoofdlijnen-van-het-klimaatakkoord-3380.pdf>
- PhD thesis Basset 1989
- Pienika R., D. Schenzer, Axial flow pump used as turbine for hydropower generation, Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental, Facultad de Ingeniería, Universidad de la República, J. H. y Reissig 565 Montevideo, Uruguay CP 11300, https://www.researchgate.net/publication/323915874_Axial_flow_pump_used_as_turbine_for_hydropower_generation_conference_paper_2017
- Pienika R., D. Schenzer, Axial flow pump used as turbine for hydropower generation, Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental, Facultad de Ingeniería, Universidad de la República
- Project Getij Grevelingen, Beschrijving technische ingrepen bij drie varianten voor een doorlaatmiddel in de Brouwersdam, december 2019

- Rijn, van, D, en R. Polderman, *Het water de baas; Geschiedenis van de mechanische bemaling in Nederland*, Uitgeverij Verloren, ISBN 978-90-8704-147-2, 2010
- Rijn, van, D, en R. Polderman, *Het water de baas; Geschiedenis van de mechanische bemaling in Nederland*, Uitgeverij Verloren, ISBN 978-90-8704-147-2, 2010
- RVO, <https://www.rvo.nl/onderwerpen/duurzaam-ondernemen/duurzame-energieopwekken/windenergie-op-land/financien/kosten-en-baten>,
- Swane, H, *Tidal Power Plant in Saemangeum*, MSc-thesis TUD, 2007
- Thompson, D., *Report on recent seal mortalities in UK waters caused by extensive lacerations*, Sea Mammal Research Unit, October 2010
- Visser, R. de, *The consideration of constrained flow solutions for the purpose of implementing a tidal power plant in the Brouwersdam reconnecting Lake Grevelingen and the North Sea*, Delft University of Technology 2019
- Wenwu Zhang a, Zhenmu Chen b, Baoshan Zhu a, *, Fei Zhang c, *Pressure fluctuation and flow instability in S-shaped region of a reversible pump-turbine: a Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing, 100084, China; b College of Mechanical and Electrical Engineering, Wenzhou University, Wenzhou, 325000, China; c Technology Center of State Grid Xinyuan Company, Beijing, 100161, China*
- Wright, T. and P.M. Gerhart, *Fluid machinery, Application, Selection and design*, CRC Press, 2009
- Xia, L, et al., *Mechanism of the S-Shaped Characteristics and the Runaway Instability of Pump-Turbines*, *Journal of Fluids Engineering*, MARCH 2017, Vol. 139 / 031101-1

BIJLAGEN

BIJLAGE A OVERLEG MET R. JORISSEN, 13-01-2021

Aanwezig:

- Ir. R. Jorissen, voorzitter RWS expertteam
- Ir. G. Kant, RWS GPO/PPO
- Dr. Ir. J. van Berkel, lid werkgroep verkenningsfase.

De volgende onderwerpen zijn besproken:

- Voor pompturbines is het relevant om onderscheid te maken tussen de 'klassieke' ontwerpen met een vast toerental. Deze ontwerpen zijn regelbaar via schoepen en in de Getijdencentrale van de Rance (Frankrijk, 1966) is dit ontwerp toegepast met een diameter van 5,35 meter en een getijverschil van gemiddeld 8,5 meter (tot 13,5 meter bij springtij). De ontwikkeling van de turbines voor deze centrale heeft ongeveer 10 jaar geduurd waarbij gebruik gemaakt kon worden van een aparte sluis met voldoende verval. Deze turbines kunnen turbineren en pompen (waarbij de pompmodus wordt gebruikt voor het verhogen van de elektriciteitsopbrengst (als turbine). De getijdencentrale La Rance is al sinds 1966 in bedrijf, het TRL voor deze klassieke (en vanwege de mechanische regeling relatief dure) ontwerpen is groter dan 4, eerder op 8/9 (commerciële toepassing)
- Voor de Brouwersdam is uitgegaan van pompturbines met een variabel toerental en een vaste geometrie en hiervoor is alleen een prototype op laboratoriumschaal beschikbaar (Pantair-Fairbanks-Nijhuis). Omdat bij getijenergie-toepassingen het debiet evenredig verloopt met de valhoogte, kan een vaste geometrie met toerenvariatie worden toegepast, wat leidt tot een lagere kostprijs van de turbines. Variabel toerental is heden ten dage mogelijk door toepassing van hoogvermogen frequentie-omvormers. Voor de beoogde getijdencentrale in Swansea (UK) is door wereldspeler Andritz-Hydro ook een variabel toerental voorgesteld, nog in combinatie met regelbare leid- en loopschoepen. Het TRL-niveau voor een ontwerp met variabel toerental, in combinatie met vaste geometrie, voor gebruik als pomp én turbine is inderdaad (veel) lager dan de gewenste 8-9.
- Voor pompen is de schaalsprong ten opzichte van de pompen bij IJmuiden inderdaad kleiner. Bij pompen kan worden geoptimaliseerd naar één functionaliteit. Als ook gebruik wordt gemaakt van een venturi-opstelling waarbij de koker langzaam vernauwt tot de afmeting van de pomp, zodat met een kleinere pomp kan worden volstaan) is de techniek vergelijkbaar aan die toegepast in IJmuiden. Voor de venturi is de schaalsprong qua afmetingen dus kleiner (hogere TRL) en is de pomp goedkoper (civiele werken duurder). Als een veel groter debiet wordt gewenst dan "IJmuiden", is daarin nog wel een schaalsprong te maken. Zeer hoge debieten komen vooral ook voor bij spuiend pompen, wat leidt tot hoge snelheden. Onderzoek zou moeten uitwijzen welke limieten gelden t.a.v. deze hoge snelheden (o.a. cavitatie, trillingen, lucht-aanzuiging).
- De tweezijdige aanstroming van pompen is oplosbaar door een onderscheid te maken tussen inlaatkokers zonder pompen en pompkokers. Dit vereist dan wel weer extra investeringen in kokers. Het knelpunt van visveiligheid is inmiddels wel oplosbaar, maar de veiligheid van zeezoogdieren is nog niet vastgesteld. Per saldo betekent dit nog een grote ontwikkelopgave.

- Het tempo van de ontwikkeling van pompen en pompturbines is ten opzichte van wind- en zonne-energie laag. De driver achter de ontwikkeling van pompen en pompturbines zou vooral vanuit het vraagstuk van zeespiegelstijging en laag gelegen delta's met voldoende grote estuaria en voldoende grote getijslagen moeten komen. Voor ontwikkeling van alleen getijenergie (sec) is de getijslag bij de Grevelingen te klein.
- Hevels zijn – zolang er een voldoende waterstandsverschil tussen de Grevelingen en de Noordzee (of Oosterschelde) is een prima alternatief, maar die zijn qua debiet beperkt. Het doorstroomoppervlak voor de hevels is (afgezien van effecten op afvoercoëfficiënten) in eerste aanleg ongeveer even groot als voor kokers.
- Ten aanzien van de afmetingen van de kokers benadrukt prof. Jacob van Berkel dat de uitvoering met 8x8 meter kokers als zodanig geen voorkeursalternatief is, maar een voorbeeld van een configuratie die een goede opwekking van getijdenenergie mogelijk maakte (keuze uit 2015). Het optimaliseren van de afmetingen van de koker, of het heroverwegen van de configuratie met het oog op pompen, is vanwege tijdsdruk daarna nooit gebeurd.

Met verwijzing naar

A. Pompmodellering_190318

B. Pompturbine_weerstand_190426

C. TurbineOptionsBrouwersdam_030915 (Pro Tide/Nijhuis)

D. Optimalisatie van peilbeheer Getij Grevelingen door aansturing van het doorlaatmiddel in de Brouwersdam (Deltaresrapport)

1. Modellering stromingsobstructie overgang vierkant-rond en turbine-naaf.

Is de blokkade van het doorstroomoppervlak van de koker door de aanwezigheid van een ruimte innemende machine verdisconteerd?

- Het debiet, tegendruk en hydraulisch vermogen van de pomp-turbine, opgesteld in de koker is berekend met een op de energie-vergelijking gebaseerde vergelijking (in verscheidene varianten³):

$$Q = N A \sqrt{\frac{2 g \Delta H (1-f)}{c}} , P_{theor} = \rho g (f \Delta H) N A \sqrt{\frac{2 g \Delta H (1-f)}{c}}$$

In deze principiële en abstracte formulering (waarbij de pompturbine wordt gezien als een black-box) geeft de reactiegraad f de tegendruk van de turbine (of pomp). In principe kan deze reactiegraad variëren tussen de waarde 0 (geen tegendruk, vrije doorstroming) en 1 (volledige tegendruk, geen doorstroming). Deze principiële en abstracte modellering biedt weliswaar voordelen (o.a. eenvoud en snelle programmeren), maar heeft ook beperkingen. In de praktijk zal, ook bij een reactiegraad van nul (geen vermogensproductie) door wrijving en obstructie een turbine toch enige weerstand opleveren. In de verkenningfase is hieraan deels tegemoet gekomen door het opnemen van een extra verliescomponent in de afvoercoëfficiënt (van 1,1 naar 1,05). (t.g.v. de overgang van vierkant naar ronde doorsnede).

48

Blijft over de vraag wat de nauwkeurigheid is van de gehanteerde modellering. Hierbij wordt opgemerkt dat het modelwerk is opgezet met het doel om -in de verkenningfase- een indicatie te geven van de hydro-energetische prestaties, niet een eindoplossing met hoge nauwkeurigheid.

³ ook wel weergegeven met een afvoercoëfficiënt μ of ϕ , beide gelijk aan $1/\sqrt{c}$, maar (voor pompen) ook wel aangegeven als afvoercoëfficiënt C .

Daarnaast heeft Deltares voor turbines een vergelijking gehanteerd waarbij een verliescoëfficiënt zonder wortel in de noemer van de breuk staat.

$$Q_{gate} = \frac{(1-S) \cdot 64 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot ABS(H_t \cdot (1-T_f))}}{C_l} \cdot SGN$$

Ondanks dat de verliescoëfficiënten in elkaar zijn om te rekenen moge het duidelijk zijn deze verschillende formuleringen niet bijdragen aan een eenduidige en heldere formulering.

2. Oorsprong verliescoëfficiënten.

Uitgedrukt in een afvoercoëfficiënt ϕ , is in de verkenning gerekend met een waarde gerekend met 1,1 (en gecorrigeerd voor de ringvormige turbine obstructie in vrijstroom met 1,05). Hoe verhouden deze waarde zich tot de waarden genoemd in (Pro-Tide, 2015) van 1,25 (ducted) en 1,35 (venturi)?

- De verliescoëfficiënten gehanteerd in de verkenning zijn specifiek voor de geometrie van de doorlaat gebaseerd op de analyse van Deltares (Alexander de Loor). Deze geometrie specifiek voor de Brouwersdam (met een stukje Grevelingenmeer-bodembescherming/Brouwersdam en Voordelta), met een andere inloop en uitloop is anders dan de verbinding tussen twee bassins, waar (Pro-Tide, 2015) van uit gaat.
- De berekeningswijze verschilt ook: Deltares "0D" (op basis van analyse en empirie) en Pro-Tide ("3D" CFD: Computational Fluid Dynamics).
- Tijdens de verkenning is overwogen om de doorstroomcoëfficiënt te baseren op nauwkeurige 3D-CFD-berekeningen, maar is vanwege tijd en budget daarvan afgezien.

3. Is uit figuur 3.2 (HZ-meetopstelling) de verliescoëfficiënt te berekenen?

49

Ofwel: is het mogelijk met meetresultaten van de proefopstelling uitspraken doen over de verliescoëfficiënt op de schaal van de Brouwersdam?

- Ja, dat kan in principe, door analyse van de manometrische drukken over de pomp-turbine, in vergelijking met de statische valhoogte/opvoerhoogte, of het uitbouwen van de pomp-turbine, en opnieuw meten van de afvoercoëfficiënt
Let wel: deze bepaling van de afvoercoëfficiënt geldt dan uitsluitend voor deze opstelling. De waarde kan worden omgerekend naar volle-schaal, weliswaar met eindige nauwkeurigheid.

4. Basis afvoercoëfficiënt figuur 3.2?

Analyse van figuur 3.2 geeft voor een reactiegraad van 0,9 bij debiet 100 m³/s en drukhoogte 1 meter een afvoercoëfficiënt van 1,1173 (en niet 1,05)?

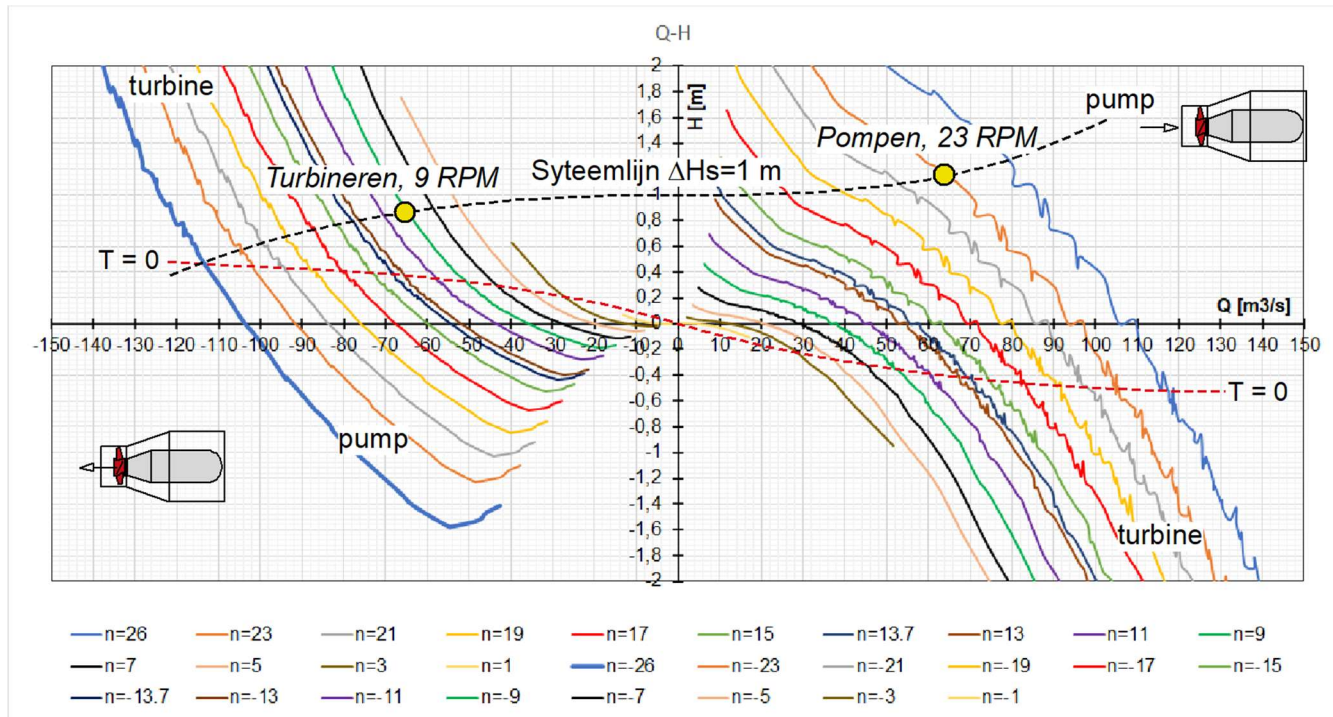
- Inderdaad correct: deze figuur is nog berekend met $f=1,1$.

7. In paragraaf 1.3 van bijlage C van (Deltares, 2018) wordt in de debietvergelijkingen een verliescoëfficiënt (afvoercoëfficiënt) en het oppervlak van de pompen A_p gebruikt. Is dat correct?

- Onderaan blz. 9 en bovenaan blz. 10 van dezelfde bijlage worden gegeven: $C_f = 1,05$ en $A_p = 64 \text{ m}^2$. Deze waarden zijn consistent met de principiële en modelmatige berekening als pomp.

BIJLAGE C: POMPVOORBEELD: HZ-LAB-OPSTELLING

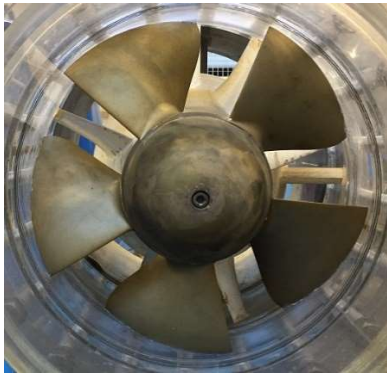
Figuur 3.3 geeft in 4-kwadranten gemeten prestaties van de pompturbine op de HZ, met affiniteitsregels opgeschaald naar 8 meter diameter. Het gaat hier om een specifieke pomp-turbine (met symmetrische schoepen en gelimiteerd toerental. Voor opstelling zie figuur C.2.



Figuur C.1 4-kwadranten, gemeten pomp-turbineprestaties, met affiniteitsregels opgeschaald naar een diameter van 8 meter en afhankelijk van toerental [RPM].

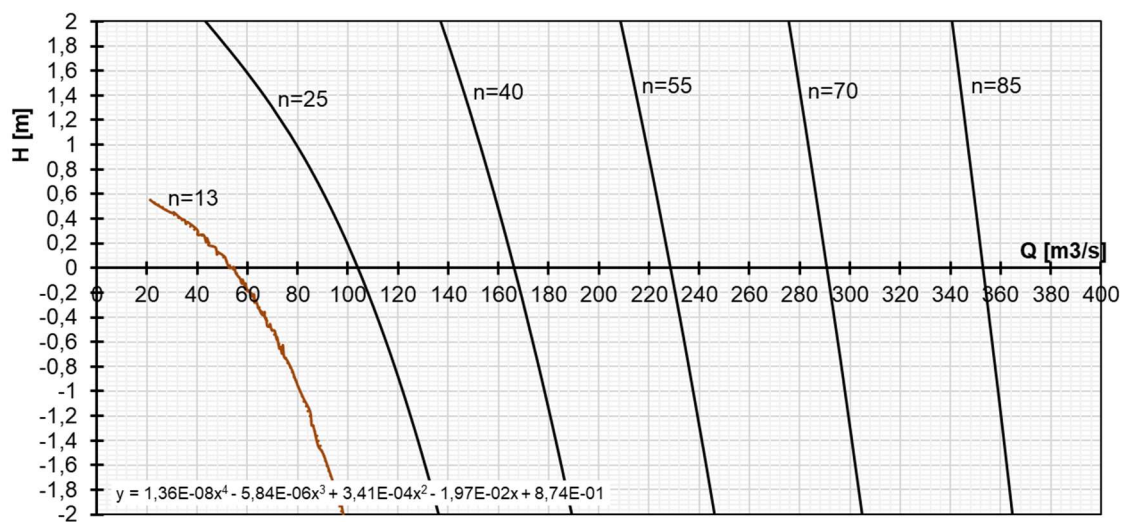
Merk op dat voor een gegeven waarden van druk en debiet, het toerental als turbine lager is dan dat als pomp (stroming moet worden afgeremd om er vermogen aan te kunnen onttrekken). Merk tevens op dat de systeem lijn (druk) in pompmodus toeneemt met het pompdebiet, maar in turbine-modus afneemt met het turbinedebiet.

Indicatief ingetekend in figuur C.1 is de kromme voor nul-koppel ($T=0$), "run-away". Vrijloop en het "spuiend pompen"-regime zijn in de metingen althans zonder hydraulische instabiliteitsproblemen doorlopen.



Figuur C.2 Links: Ø 30 cm pomp-turbine (vaste geometrie, zonder leidschoepen, variabel toerental) en rechts: lab-opstelling. Project: Spelen met Stroom(ing).

De Q-H relaties in figuur C.1. zijn berekend met een toerental tot 26 RPM. Voor hogere toerentallen geeft figuur C.3 de Q-H-relaties in de 2 kwadranten voor positief debiet.

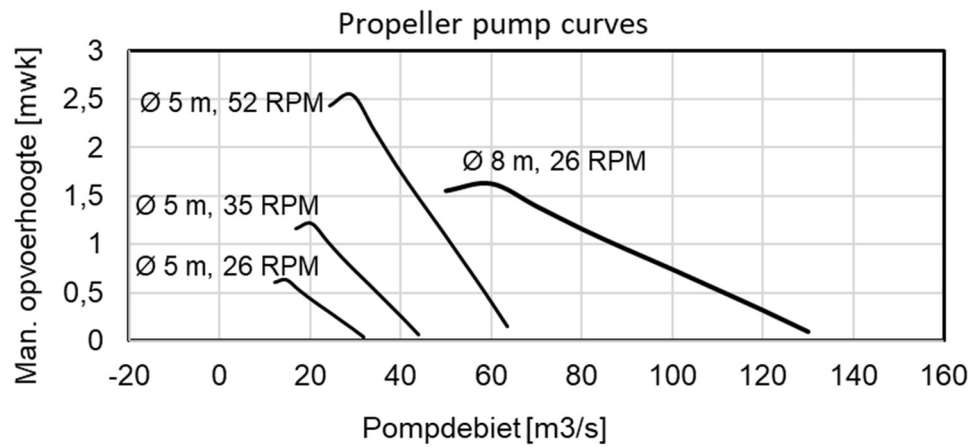


Figuur C.3 Q-H-diagram voor een Ø 8 meter diameter pomp, voor positief debiet (Grevelingenmeer > Zee) en positieve- en negatieve pomp-drukhoogte (H_{pomp}).

Figuur C.3 is uitsluitend ter illustratie, en met affiniteitsregels opgeschaald vanuit de berekende curve voor $n=13$ RPM (aangegeven als bruin gekleurde lijn, met een polynoom-vergelijking linksonder in de figuur).

Nauwkeuriger berekening vraagt meer-gedetailleerde volle-schaal pompkarakteristieken.

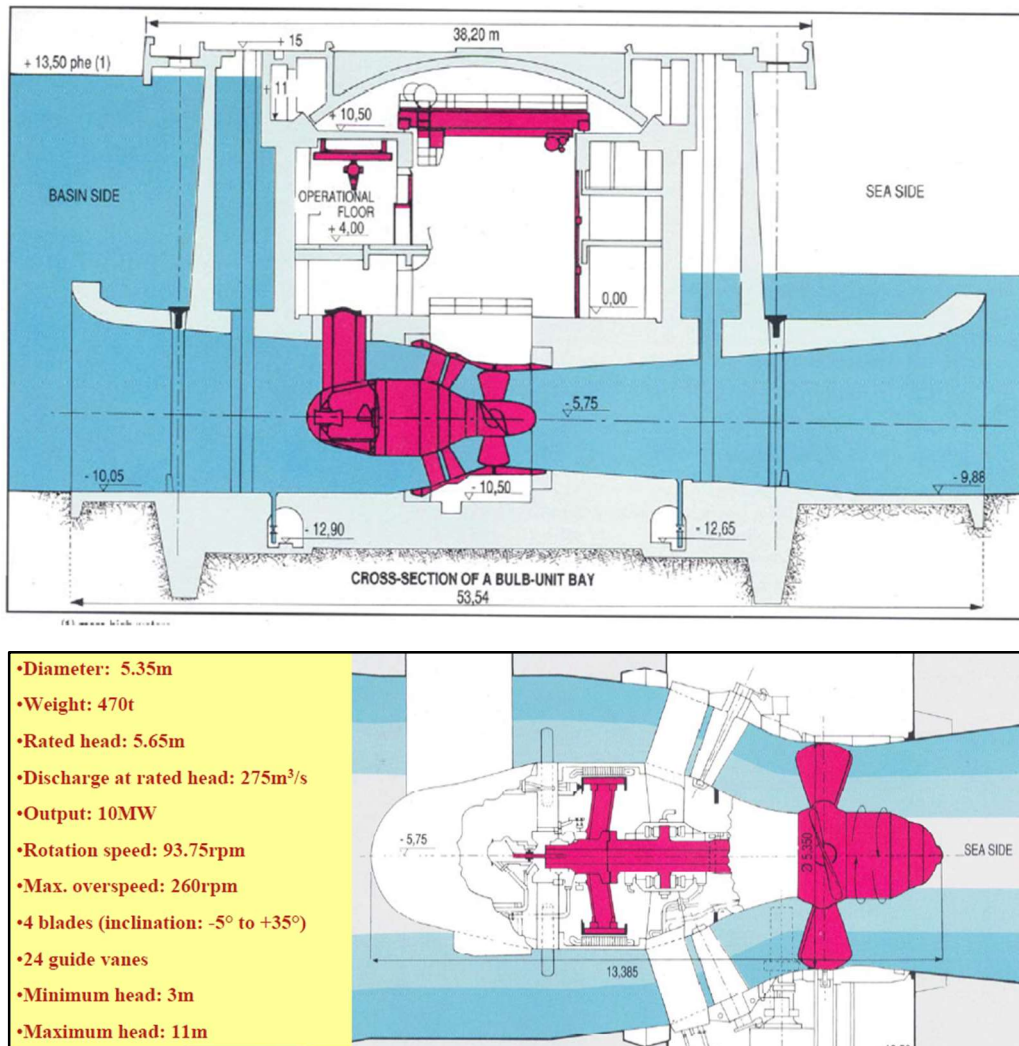
In het project Pro-Tide is de pompkarakteristiek bepaald van de als turbine ontwikkelde 8 meter diameter turbine. Deze is in figuur C.4 weergegeven als Ø 8 m, 26 RPM.



Figuur C.4 Pompcurven; met een uitgangswaarde voor de Ø 8 meter, 26 RPM pomp (ex. Pro-Tide), en daar op gebaseerd -op basis van affiniteitsregels- pompcurven voor een 5 m diameter pomp.

BIJLAGE D: GETIJCENTRALE LA RANCE

Een voorbeeld van relatief grote machines ($\varnothing$ 5,35 m) die al sinds de 60-er jaren van de vorige eeuw draaien, is de getijcentrale La Rance in Bretagne. Het zijn fixed-speed (93,75 RPM) machines met variabele loop- en leidschoepen die kunnen turbineren en ook pompen.



Figuur D.1 Dwarsdoorsneden van (boven) La Rance getijcentrale en onder (turbine).

Figuur D.2 geeft in 4-kwadranten de machineprestaties, met aan de randen gearceerd aangegeven de grenzen van het inzetbereik. Merk op dat in vergelijking met voorgaande figuren de H-Q-assen zijn verwisseld en (omdat het primair om turbines gaat) de turbine-modus in het kwadrant rechtsboven is aangegeven.

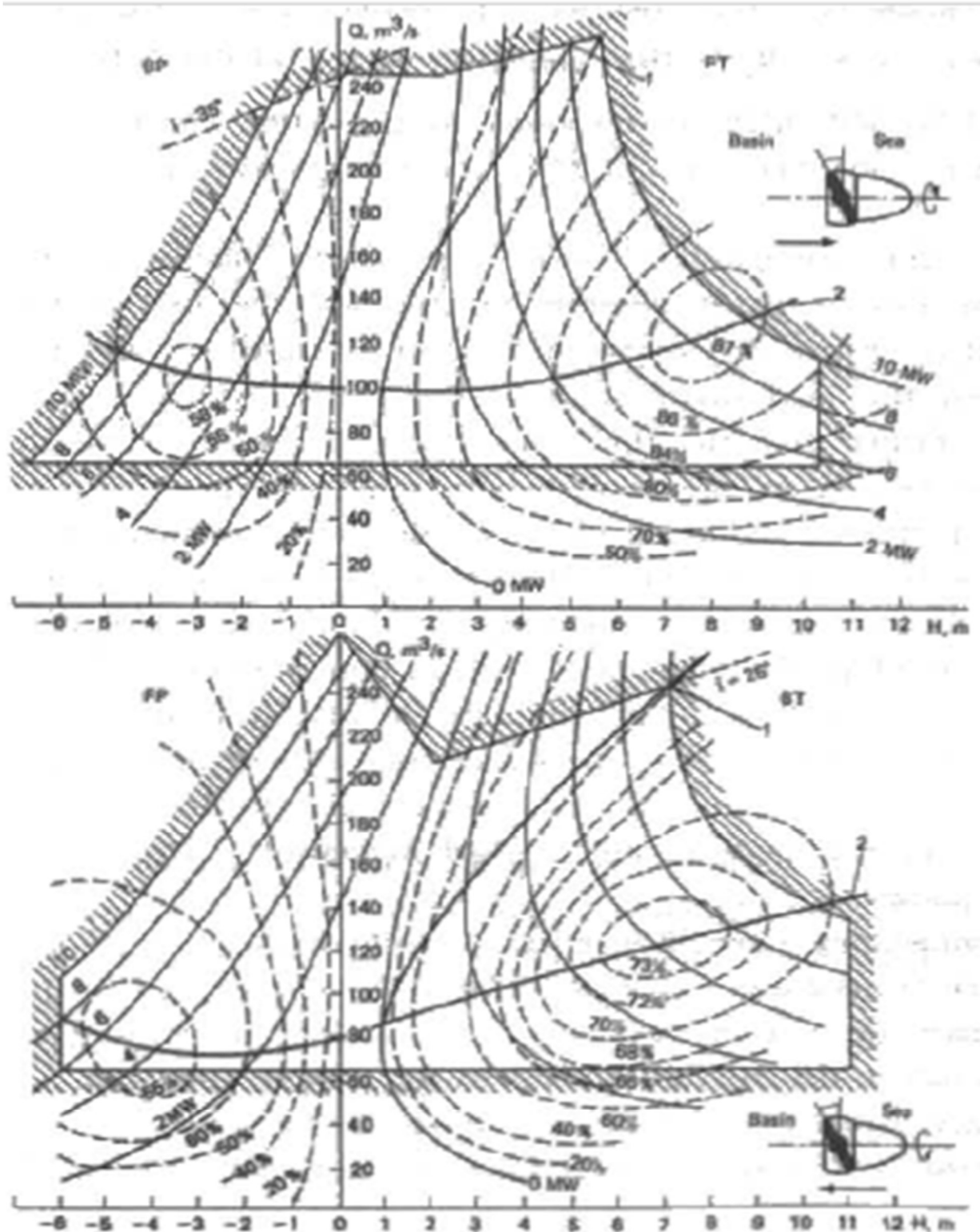


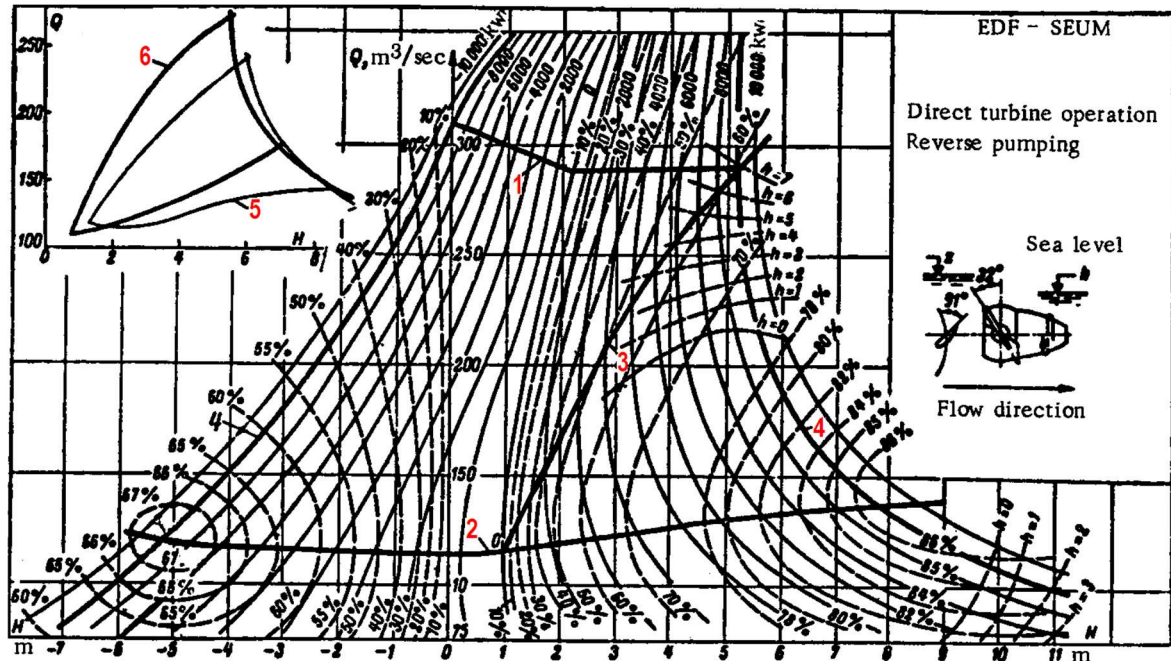
Fig. 11.9. Service characteristic of the Rance TPP generating unit:
 1 - maximum power line; 2 - maximum efficiency line (blade adjustable angle from -5° to 35°).

Figuur D.2 Bedrijfs-karakteristiek van La Rance getijcentrale, rotordiameter 5,35 m, (synchroon) toerental 93,75 RPM. FT = forward turbine; BP = backward pumping; FP = forward pumping; BT = backwards turbine; 0 MW = vrijloop

Ook figuur D.2 laat zien dat de regimes "Spuiend pompen" en vrijloop boven de $60 \text{ m}^3/\text{s}$ binnen de normale bedrijfskarakteristiek valt. Hierbij moet worden opgemerkt dat het gaat

om fixed-speed machines. Merk overigens op dat deze machines in "spuiend pompen"-modus tot een debiet gaan van max 200-240 m³/s, maar dat het energie-rendement dan wel laag is. In pomp-modus kunnen, bijvoorbeeld bij 1 meter opvoerhoogte, debieten worden bereikt van ongeveer 180 m³/s bij een pomprenement van ongeveer 30 %.

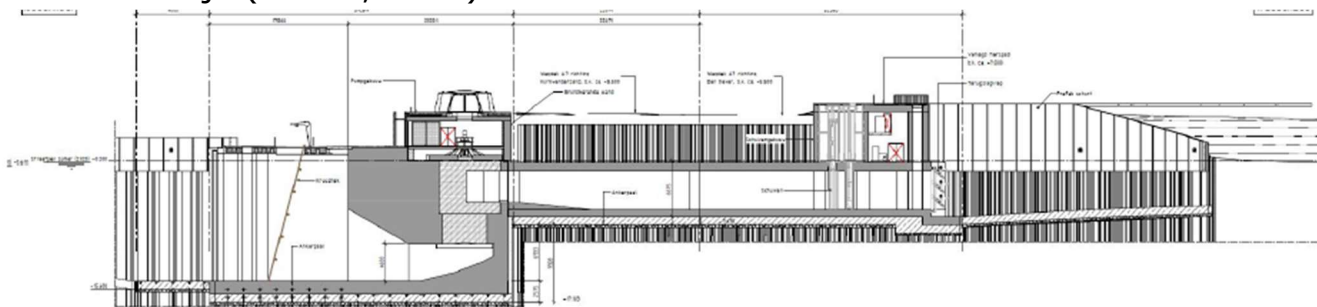
Net zoals dat voor pompen het geval is, geldt ook voor turbines een aanbevolen en acceptabel werkgebied. Een voorbeeld daarvan geeft Swane, 2007⁴.



Figuur 4.13 Hill Chart of La Rance Turbines for ebb generation (from basin to sea) and reverse pumping. characteristic points in the chart are numbered: 1) Guaranteed operational line; 2) Maximum efficiency line; 3) Maximum output line; 4) Line of restriction by turbine capacity; 5) Boundary lines of the characteristics of the model: D = 500 mm (scale model testing before actual construction); 6) Boundary lines of the full-scale unit: P = 9 MW; z = water level in the estuary; h = sea level. Swane, 2007, "KoreanTidalPower",

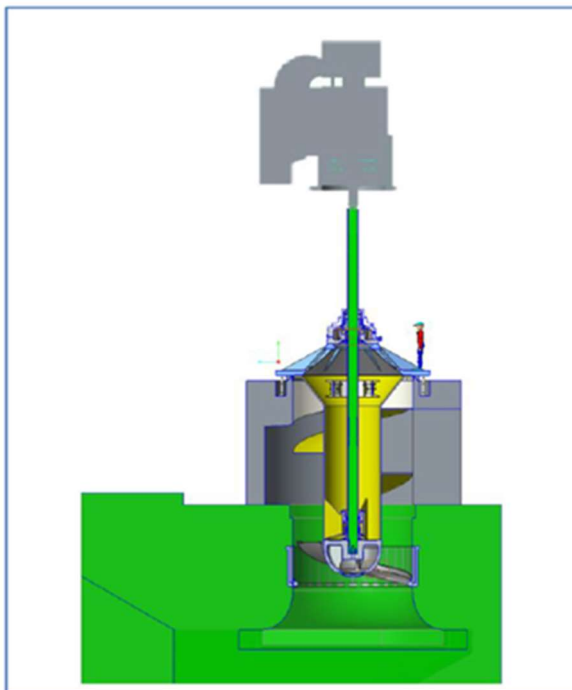
BIJLAGE E: POMPEN AFSLUITDIJK

In deze bijlage zijn ter referentie gegevens opgenomen van de te bouwen pompen in de Afsluitdijk (Levvel, 2019).



Figuur 1 Doorsnede van het gemaal

De pompen hebben een diameter van 4,60m. De perskanalen zijn elk voorzien van twee hefschuiven



Figuur 1. Axiaalpompe met aandrijving in betonnen slakkenhuis (Flowserve, Basis of design)

7.1 Basisconfiguratie

Het 'nieuwe spuumiddel' wordt voorzien van twee gemalen ontworpen met een gezamenlijke capaciteit van $235\text{ m}^3/\text{s}$ bij 1,0m opvoerhoogte over de pomp. De gemalen tellen elk 3 pompen. De nominale capaciteit bij 1,0m over de pomp wordt dus:

Tabel 7.1 Ontwerpcapaciteit gemalen

Ontwerpcapaciteit gemaal	
Totaal	$235,0\text{ m}^3/\text{s}$
Per gemaal	$117,5\text{ m}^3/\text{s}$
Per pomp	$39,17\text{ m}^3/\text{s}$

Tabel 7.2 Garantiepunt pompen

	CVPS 460-1	CVPS 460-2
Debiet	$39,17\text{ m}^3/\text{s}$	$39,17\text{ m}^3/\text{s}$
Opvoerhoogte	1,0m	1,0m
Toerental	50,5RPM	46,4 RPM

7.3 NPSH-berekening en beschouwing luchtaanzuiging

De NPSH berekening en beschouwing ten aanzien van luchtaanzuiging zijn uitgevoerd door de pompleverancier Flowserve

Conform de specificatie van Flowserve is er een minimale marge op de NPSH van 10,8 meter. Uitgaande van een $\text{NPSH}_{\text{vereist}}$ van 4,7 meter en een $\text{NPSH}_{\text{beschikbaar}}$ van 16,5 meter bij pompen met 62,9 toeren op de 110% BEP-lijn is de marge 11,8 m. Conform de specificatie van Flowserve is de minimaal benodigde onderdompelingsdiepte van de pomp 4,0 meter. Onze werkelijke minimale onderdompelingsdiepte is 9,408 meter.

Bijlage 2. Berekening NPSH en Luchtaanzuiging

ER0006691-4408-Rev0 - NPSHa and submergence calculation

NPSHa calculation

H	-0.6	mNAP	Minimum water level IJsselmeer
Z_D	-8.225	mNAP	Elevation impeller inlet
p_amb	1.00E+05	Pa	Ambient pressure
	10.19	m	
H_vap	0.32	m	Vapor head
H_aanstroom	0.002	m	Suction losses according ER0006691-4503-Rev0
Margin	1	m	
NPSHa	16.50	m	

Submergence

H_top_box	-10.008	mNAP	Ceilin suction box
H	-0.6	mNAP	Minimum water level IJsselmeer
S	9.408	m	Submergence

58

Figuur 8-4 Berekening NPSH_{beschikbaar} en beschouwing Luchtaanzuiging, ingediend op 22 April 2019



Pump type: CVPS 460F-II

Page 1/2

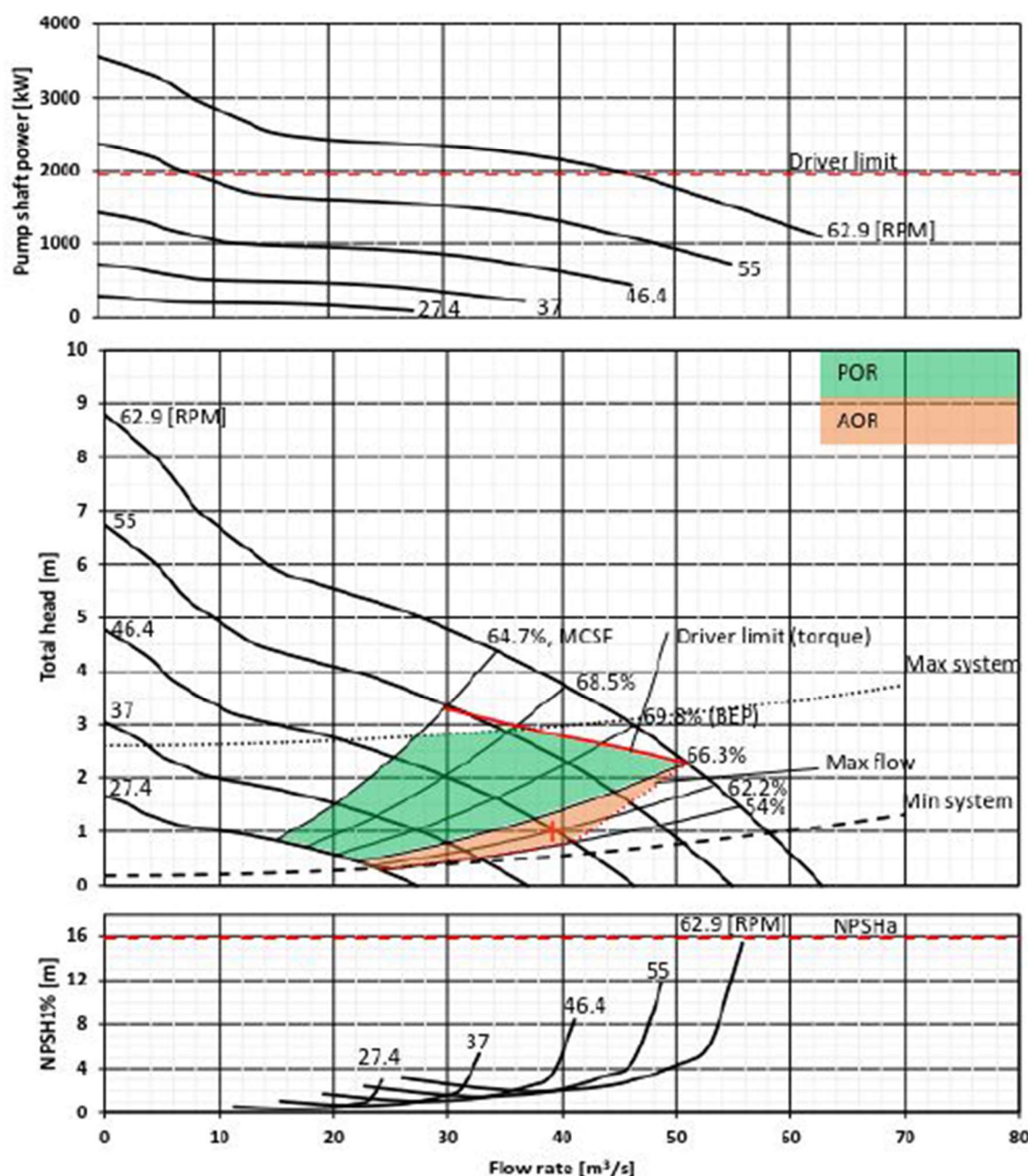
Customer: LEVVEL
Item Nr: P1 - P6
End user: Rijkswaterstaat

Curve nr: ER0006691-4401-RevA
Date: 29 Mar 2019
Density: 1000 [kg/m³]

Rated conditions:

Capacity: 39.17 [m³/s]
Head: 1 [m]

Test tolerances: ISO 9906:2012 Grade 1B
Driver power: 1950 [kW]



CURVES ARE APPROXIMATE. PUMP IS GUARANTEED FOR ONE SET OF CONDITIONS, CAPACITY, HEAD, AND POWER.

Noot: POR = Preferred Operation Region; AOR = Acceptable Operation Region

Customer:	LEVEL	Curve nr:	ER0006691-4401-RevA
Item Nr:	P1 - P6	Date:	29 Mar 2019
End user:	Rijkswaterstaat	Density:	1000 [kg/m3]
Rated conditions:			
Capacity:	39.17 [m3/s]	Test tolerances:	ISO 9906:2012 Grade 1B
Head:	1 [m]	Driver power:	1950 [kW]

Curve information:

1. Minimum pump speed: 27.4 [RPM]. Maximum pump speed: 62.9 [RPM]
2. Pump performance curve will be guaranteed / verified based on model test only
3. MCSF: Minimum Continuous Stable Flow; based on hydraulic considerations, NPSH and recirculation
4. POR (Preferred Operation Region)
5. AOR (Allowed Operating Region)
6. BEP: Best Efficiency Point line
7. Inlet tip speed @ 62.9 [RPM] = 15.1 [m/s]
8. Shown efficiency is pump efficiency. Drive train efficiency is not considered in this curve
9. Continuous operating region is between MCSF and end of POR
10. Max system line based on 2.6 [m] static head and a dynamic head of 0.356 [m] at 39.17 [m3/s]
11. Min system line based on 0.18 [m] static head and a dynamic head of 0.356 [m] at 39.17 [m3/s] in order to reach AOR. Dynamic head per '2018-08-15 Pump units - Geometry and loss coefficients.xlsx'
12. Pump speeds shown are having a +/- 2% tolerance
13. Curve is based on a clean, non-polluted, hydraulic path.
14. Any deviation to the resistance line in the field is outside Flowserve's responsibility.
15. Operational strategy by Level will be based on working within the Preferred Operational Region (POR) to optimize pump Life Cycle Cost. In the event the pumps require operating in the Allowable Operating Region (AOR), impact to the pump operations subject to increased vibrations and Life Cycle Cost can be investigated by Flowserve after receipt of subject field data
16. Discharge channels should be fully filled at all times

CURVES ARE APPROXIMATE. PUMP IS GUARANTEED FOR ONE SET OF CONDITIONS, CAPACITY, HEAD, AND POWER.