



# TPP-Brouwersdam

Conceptual Design and Comparison  
of  
Two Propeller Turbine Configurations



Authors:

Ir. R. Meijnen and ir. J. Arnold

Pro-Tide supervisor:  
Dr. ir. J. van Berkel

Report version 03-09-2015

Investing in Opportunities



This project has received  
European Regional  
Development Funding  
through INTERREG IV B.

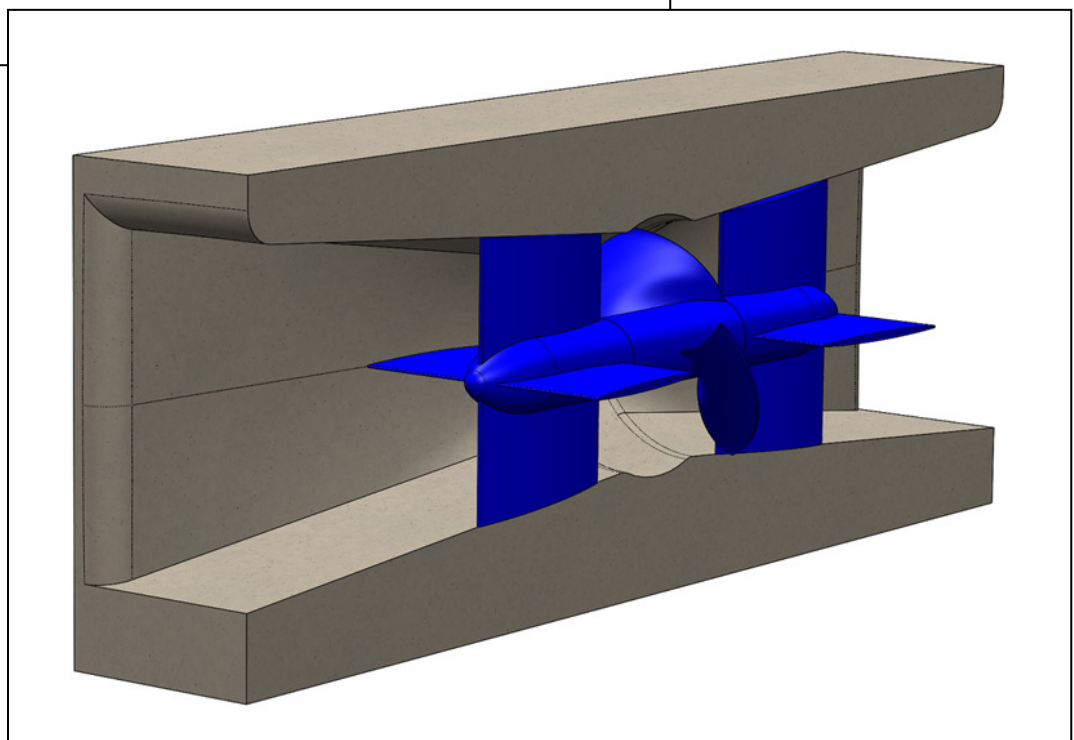
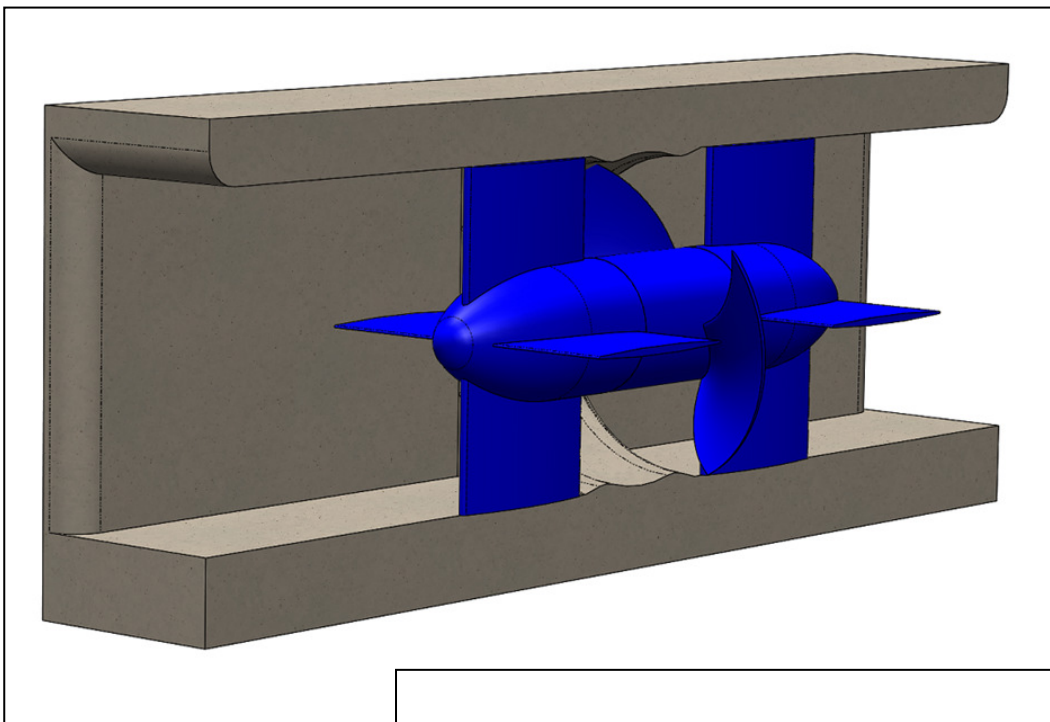


INTERREG IV B

## Turbines voor GC Brouwersdam

---

*Concept ontwerp en vergelijk van twee verschillende turbine uitvoeringen*



## Inhoud

Summary .....	3
1. Inleiding .....	4
2. Theorie .....	4
2.1 Beherende vergelijkingen.....	4
2.2 Turbine model .....	6
2.3 Ontwerpparameters voor de getijdencentrale Brouwersdam .....	8
3. Hydraulisch turbine ontwerp .....	9
3.1 Ontwerp voor convergerende/divergerende opstelling .....	9
3.2 Ontwerp voor ducted opstelling .....	11
4. Bepalen en vergelijken van prestaties .....	13
4.1 QHP.....	14
4.2 NPSH.....	16
4.3 Kosten van de turbines.....	18
5. Conclusies.....	20

## Summary

In Pro-Tide's first year, the Bulb Turbine modified for low costs and for fish-friendliness was selected as the Best Available Technique for harnessing ultra low head tidal and river hydro power. One of the manufacturers of a Modified Bulb Turbine is Pentair-Fairbanks-Nijhuis. Following the advice of Pro-Tide's advisory board, amongst others, a prototype of this bi-directional tidal turbine was tested for fish-friendliness at Pro-Tide's field laboratory at the bank of the river NederRhine at Maurik.

Following the positive fish friendliness test results, Nijhuis was invited by Pro-Tide-NL to provide insight in the feasibility of tidal turbines for the Brouwersdam project. This project phase aligns with a previous Pro-Tide project executed by IV-Infra, on civil construction of the tidal power plant.

This report gives the results of the investigations regarding two turbine-types: 1) An 8 meter diameter tidal turbine, positioned in a straight conduit and 2) a 5,8 meter diameter turbine placed in a venturi. Performance of the two turbines is investigated with the aid of Computational Fluid Dynamics, with a focus towards power output and cavitation characteristics. In addition investment- and O&M costs are indicated.

The results show that the 8 meter diameter turbine is more efficient and more robust against cavitation, but also, quite understandably, more expensive in terms of investment and O&M. Which turbine-option is most effective, requires an integral approach (also including civil engineering and fish friendliness).

## 1. Inleiding

Pentair Fairbanks Nijhuis is benaderd door Pro-Tide om mee te werken aan een onderzoek waarin wordt onderzocht welke bouwvorm optimaal is om doelstellingen te behalen om waterverversing van het Grevelingenmeer te combineren met energieopwekking. In een reeds eerder uitgevoerd onderzoek is de invloed van de civiele constructie beschouwd (rapport “Civil Design of a Tidal Power Plant – Case Brouwersdam”, IV-Infra b.v.). Hieruit bleek dat een ‘ducted’ (kanaal met gelijke doorsnede over de gehele lengte) kostentechnisch veel voordelen biedt t.o.v. een ‘venturi type’ kanaal (convergerend-divergerend kanaal). Voor geleidstroomturbines wordt echter gewoonlijk een ‘venturi type’ stromingskanaal toegepast, omdat dit resulteert in een kleinere turbine.

In dit rapport wordt voor zowel een venturi (diffusor) type kanaal als een ducted kanaal een turbineontwerp gepresenteerd. Met behulp van CFD wordt bekeken welke prestatieverschillen er zijn te verwachten en welke invloed dit zal hebben op het civiele deel van de getijdencentrale. Ook worden van beide turbinevarianten kosten ingeschat. Het uiteindelijke doel is om dit onderzoek te combineren met het reeds eerder uitgevoerde civiele onderzoek van IV-Infra, waarna er meer duidelijkheid zal heersen over de optimale bouwvorm (kosten/opbrengst) van Getijdencentrale Brouwersdam.

## 2. Theorie

In deze sectie wordt een algemeen model gepresenteerd voor het bepalen van het ontwerpdebiet, ontwerpverval en het ontwerpvermogen van een geleidstroom waterturbine geïntegreerd in een doorlaatopening van een dam tussen de zee en een getijdenbassin. Modellen voor het berekenen van het potentiële vermogen en effecten op doorlaatdebiet worden gepresenteerd. In deze studie worden ideale omstandigheden aangenomen. Effecten ten gevolge van interferentie, zoals grond- en wandeffecten en de invloed van naburige turbines, zijn buiten beschouwing gelaten. Ook operationele aspecten zoals uitval en minimum startniveaus worden in deze beschouwing nog genegeerd.

### 2.1 Beherende vergelijkingen

De algemene energievergelijking voor een stationaire stroming door een begrensd volume met een instroomzijde (1) en een uitstroomzijde (2) is:

$$P + W = \left( \frac{p_2}{\rho_1} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2} + u_2 \right) \rho_2 v_2 A_2 - \left( \frac{p_1}{\rho_1} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} + u_1 \right) \rho_1 v_1 A_1 \quad [1]$$

Het (as) vermogen  $P$  en warmteoverdracht  $W$  zijn positief indien deze worden toegevoegd aan de stroming. De term tussen haakjes is de interne energie en vertegenwoordigt respectievelijk de druk-, potentiële-, kinetische- en interne energie. Vergelijking [1] is afgeleid van de eerste wet van thermodynamica – *werk en warmte toegevoegd aan een systeem is gelijk aan de verandering in interne energie van het systeem*, zie bijvoorbeeld “Fluid Mechanics” - Streeter V.L. & Wylie E.B.

Indien geen warmte wordt toegevoegd ( $W = 0$ ), de temperatuur constant blijft ( $u_2 = u_1$ ), de vloeistof onsamendrukbaar is (dichtheid  $\rho$  constant), het proces axiaal symmetrisch en horizontaal is

(onafhankelijk van hoogte  $z$ ), wordt een vergelijking voor het bepalen van het theoretische vermogen van machines zoals pompen en hydraulische turbines verkregen:

$$P = \rho g Q \left( h_2 + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \rho g Q \left( h_1 + \frac{v_1^2}{2g} \right) \quad [2]$$

Hierin is  $h = p/\rho g$  de statische drukhoogte in meter (vloeistofkolom). Continuïteit vereist dat debiet  $Q = vA$  constant is voor de stroming dat wordt beïnvloed door het proces. Voor een pomp is  $P > 0$ , en  $P < 0$  voor een turbine. Indien  $P$  gelijk aan de energieverliezen  $h_v$  in de stroming wordt vergelijking [2] een vorm de welbekende Bernoulli vergelijking:

$$\left( h_2 + \frac{v_2^2}{2g} \right) = \left( h_1 + \frac{v_1^2}{2g} \right) - h_v \quad [3]$$

De term tussen haakjes in vergelijking [2] vertegenwoordigt de zogenaamde totale druk (energie)  $H$ . Indien geen verliezen ( $h_v$  t.g.v. wrijving en turbulentie) stelt vergelijking [3] dat de totale druk in de stroming constant blijft.

Uit vergelijking [2] volgt dat het totale drukverschil over een pomp of turbine rotor beschreven wordt door:

$$H_r = \frac{P}{\rho g Q} \quad [4]$$

$H_r$  is de energie toegevoegd of onttrokken door de rotor. Deze bestaat dus uit een verandering in statische druk en/of kinetische energie. Een verandering van een of beide kan dus levering van vermogen tot gevolg hebben. Voor een pomp is  $H_r > 0$ , en  $H_r < 0$  voor een turbine.

De verliezen voor stroming door componenten zijn typisch proportioneel aan het kwadraat van de snelheid.

$$h_v = C \frac{v^2}{2g} \quad [5]$$

De constante  $C$  wordt gedefinieerd als de verliescoëfficiënt.

## 2.2 Turbine model

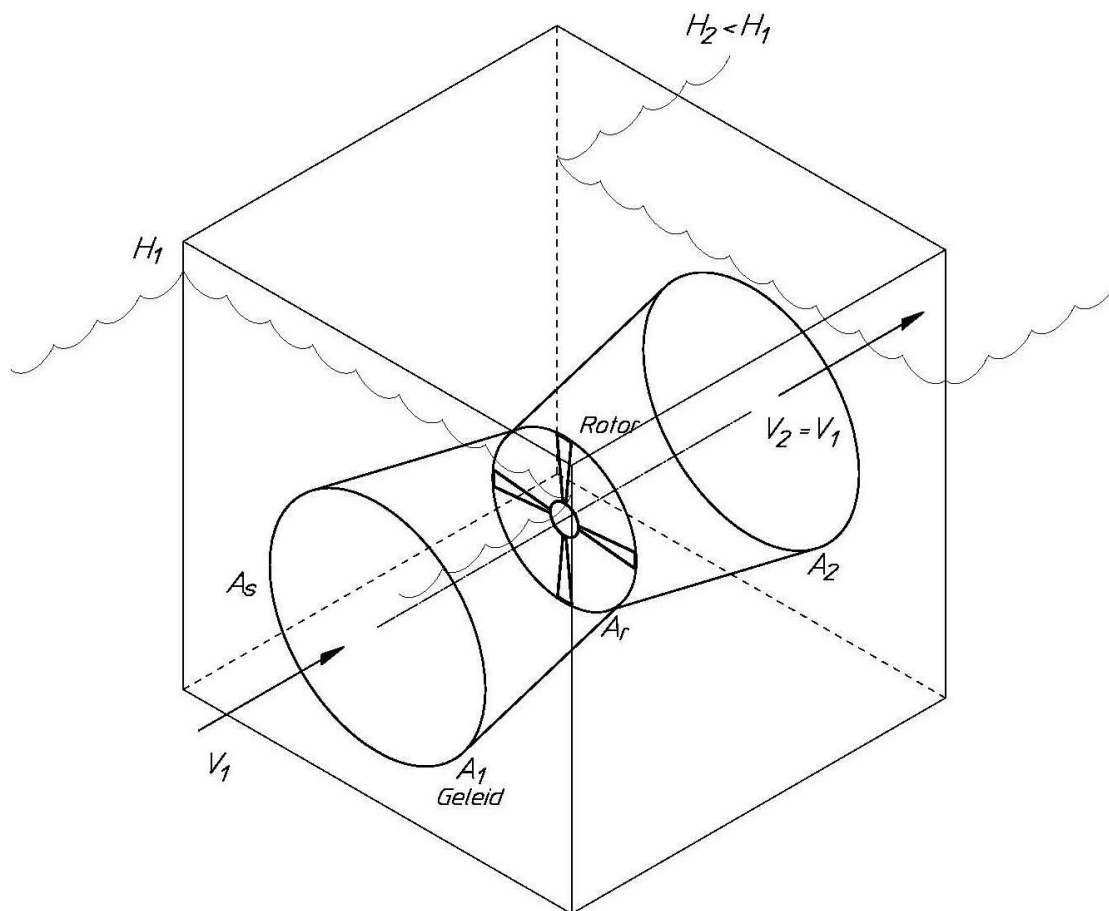
In Figuur 1 wordt een schematische weergave van een geleidstroom waterturbine gepresenteerd. De turbine met rotoroppervlak  $A_r$  is geplaatst in of achter een kanaal of doorlaatopening met doorsnedeoppervlak  $A_s$ , waarbij de stroomsnelheid wordt bepaald door het heersende drukverschil  $H_s$ . Combinatie van vergelijking [3] en [5], met  $Q = vA_s$  levert het onverstoorde debiet door de kanaal of opening:

$$Q_s = A_s \sqrt{\frac{2g|H_s|}{c}} \quad [6]$$

De verlies coëfficiënt  $C$  vertegenwoordigt hier verliezen tgv wrijving en turbulentie in de doorlaatopening.

Een turbine geplaatst in, of in de buurt van een doorlaatopening, verlaagt de drukgradiënt. Dit heeft een vermindering in debiet tot gevolg. De verlaging in drukgradiënt wordt bepaald met vergelijking [4], en het gereduceerde debiet wordt:

$$Q_{sred} = A_s \sqrt{\frac{2g(|H_s| + H_r)}{c}} \quad [7]$$



Figuur 1 schematische presentatie van een geleidstroomturbine

In de volgende beschouwing wordt ter vereenvoudiging  $C=1$  aangenomen.

Voor een geleidstroom turbine is  $h_2 < h_1$  en  $v_2 = v_1$ , zie figuur [1]. Het theoretisch vermogen en de drukgradiënt is:

$$P = \rho Q(h_2 - h_1) \quad [8]$$

$$H_r = (h_2 - h_1) = f H_s \quad [9]$$

Met  $f$  is reactiegraad van de turbine ( $0 - 1$ ).

Echter, indien alle (druk) energie wordt onttrokken ( $f = 1$ ), stopt de stroming en wordt  $Q = 0$  en  $P = 0$ . Dus kan slechts een fractie  $f$  van de systeem drukhoogte worden benut. De fractie  $f$  van het beschikbare systeemdrukverschil  $H_s$  kan variëren tussen 0 en 1, met ergens een optimum. Van vergelijking [6] wordt het gereduceerde debiet:

$$Q_{sred} = A_s \sqrt{2g|H_s|(1-f)} \quad [10]$$

Het ideaal beschikbare vermogen wordt:

$$P_\infty = \rho g Q_{sred} H_r = \rho g A_s f H_s \sqrt{2g|H_s|(1-f)} \quad [11]$$

Het werkelijk te realiseren vermogen is lager als gevolg van wrijvingsverliezen, uitgedrukt in hydraulisch rendement  $\eta$ . Uitgaande van een (referentie) rotor oppervlak  $A_r = c A_s$  (met  $c$  nader te bepalen ratio tussen intrede oppervlak en rotoroppervlak) wordt het vermogen:

$$P = -\eta \rho A_r [2g|H_s|]^{3/2} f(1-f)^{1/2} \quad [12]$$

Het blijkt dat deze voor iedere willekeurige  $A_r$  en  $H_s$  maximaal is indien  $f = (2/3)$ , zie Figuur 2. Het optimale vermogen, met  $\eta = 1$  wordt dan:

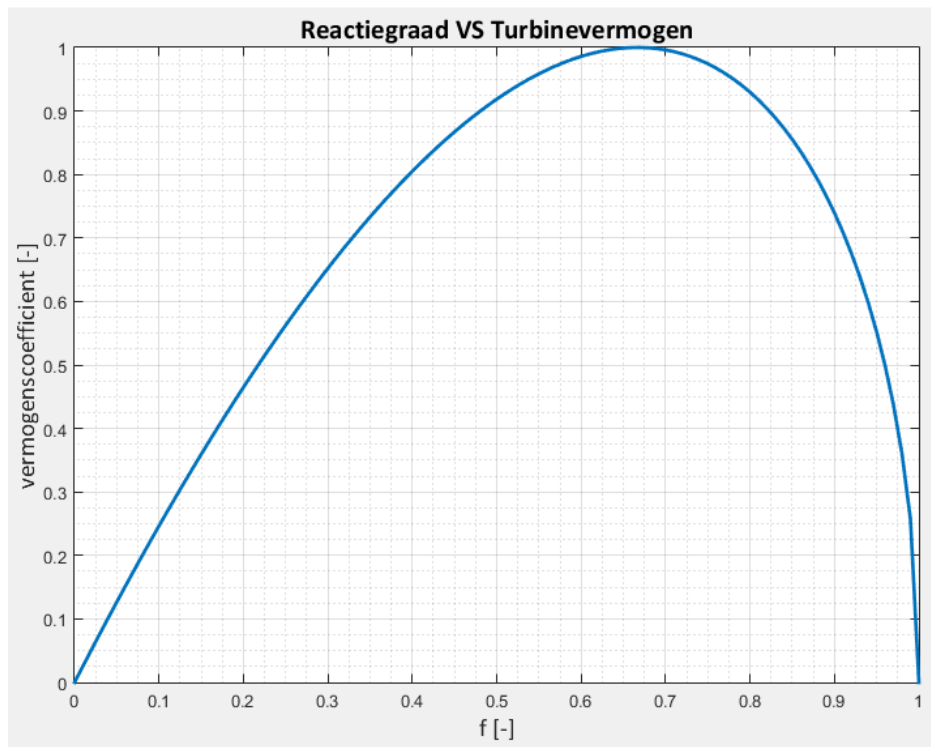
$$P_{opt} = -\sqrt{\frac{4}{27}} \rho A_r [g|H_s|]^{3/2} \quad [14]$$

De optredende debietreductie ten gevolge van de drukgradiënt over de turbine is:

$$q = 1 - \left[ \frac{Q_{sred}}{Q_s} \right] = 1 - (1-f)^{1/2} \quad [15]$$

De reductie in debiet is dus afhankelijk van de fractie van de beschikbare druk die wordt omgezet in energie. Voor het maximum vermogen met  $f = (2/3)$  is de reductie ca. 42 [%].





Figuur 2 het vermogen als functie van de reactiegraad (vermogen genormaliseerd naar maximum vermogen)

### 2.3 Ontwerpparameters voor de getijdencentrale Brouwersdam

Het getij zeewaarts van de Brouwersdam beheerst, samen met het peil van het Grevelingenmeer, het verval over de dam en dus de grootte van het in- en uitstromende debiet. Als globale indicatie voor het gemiddeld getij buiten kan gelden: HW = NAP + 1.44[m]; LW = NAP – 1.06[m]. Het huidige streefpeil van het Grevelingenmeer is NAP -0.2[m]. Door een debiet toe te laten door de Brouwersdam (al dan niet door de turbines) zal er getij ontstaan op het Grevelingenmeer, waardoor het peil op het Grevelingenmeer zal veranderen gedurende een getijdencyclus. Indien er niet gestuurd wordt op peil in het Grevelingenmeer, zal deze na verloop van tijd zichzelf instellen op het gemiddelde lokale zeepeil van NAP +0.025[m].

Als ontwerpsysteemverval wordt derhalve uitgegaan van  $H_s = 1.25[m]$ .

Uit het IV-Infra rapport wordt het intakeoppervlak overgenomen, deze bedraagt  $A_s = 8 \times 8 = 64[m^2]$ .

Met behulp van vergelijking [9] wordt het ontwerp turbineverval bepaald op:  $H_r = \frac{2}{3} H_s = 0.8[m]$ .

Met behulp van vergelijking [10] (waarbij C=1.25 voor de ducted opstelling en C=1.35 voor de venturi opstelling wordt genomen) wordt het ontwerp turbinedebiet bepaald op:

Ducted variant:  $Q \approx 164 [m^3/s]$

Venturi variant:  $Q \approx 157 [m^3/s]$

Ten einde cavitatievrij over een breed bereik te kunnen functioneren, wordt een zuigdruk (NPSH) vereist door de turbine van minimaal 5 [m], inclusief marge. Een ontwerp toerental wordt dan berekend uit

$$\Omega = \frac{\Omega_{ss}(gNPSH)^{3/4}}{\sqrt{Q}} \quad [16]$$

Waarbij voor turbomachines geldt dat het zuigspecifiek toerental nagenoeg een constante waarde heeft, namelijk  $\Omega_{ss} = 3.5 [-]$ .

Dit levert een optimaal ontwerp toerental van ongeveer 49[rpm]

Het specifiek toerental (of vormkental) wordt gedefinieerd als

$$\Omega_s = \frac{\Omega\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} [-] \quad [17]$$

En heeft hier een waarde van ongeveer 9.9 [-] voor beide ontwerpen. Een waarde hoger dan 3 vereist een axiale propeller turbine als de optimale configuratie.

### 3. Hydraulisch turbine ontwerp

Met de gegeven geometrische randvoorwaarden (een intake oppervlakte van  $8 \times 8 = 64 \text{ [m}^2\text{]}$ ) en de in 2.3 afgeleide ontwerpparameters wordt een concept turbine ontwerp gemaakt en met behulp van CFD geoptimaliseerd voor zowel het convergerende kanaal als het rechte ('ducted') kanaal. Deze twee ontwerpen zullen met elkaar vergeleken worden op relevante prestatiekenmerken (QH, rendement, onderdamping/bouwdiepte) en kosten.

#### 3.1 Ontwerp voor convergerende/divergerende opstelling

Voor de ontwerpparameters uit 2.3 wordt een (optimaal) ontwerp gemaakt voor een turbine opgesteld in een convergerend kanaal.

Het optimale rotoroppervlak wordt bepaald door het minimaliseren van de (gemiddelde) relatieve snelheid door de rotor ten einde wrijvingsverliezen te minimaliseren. Het resultaat is

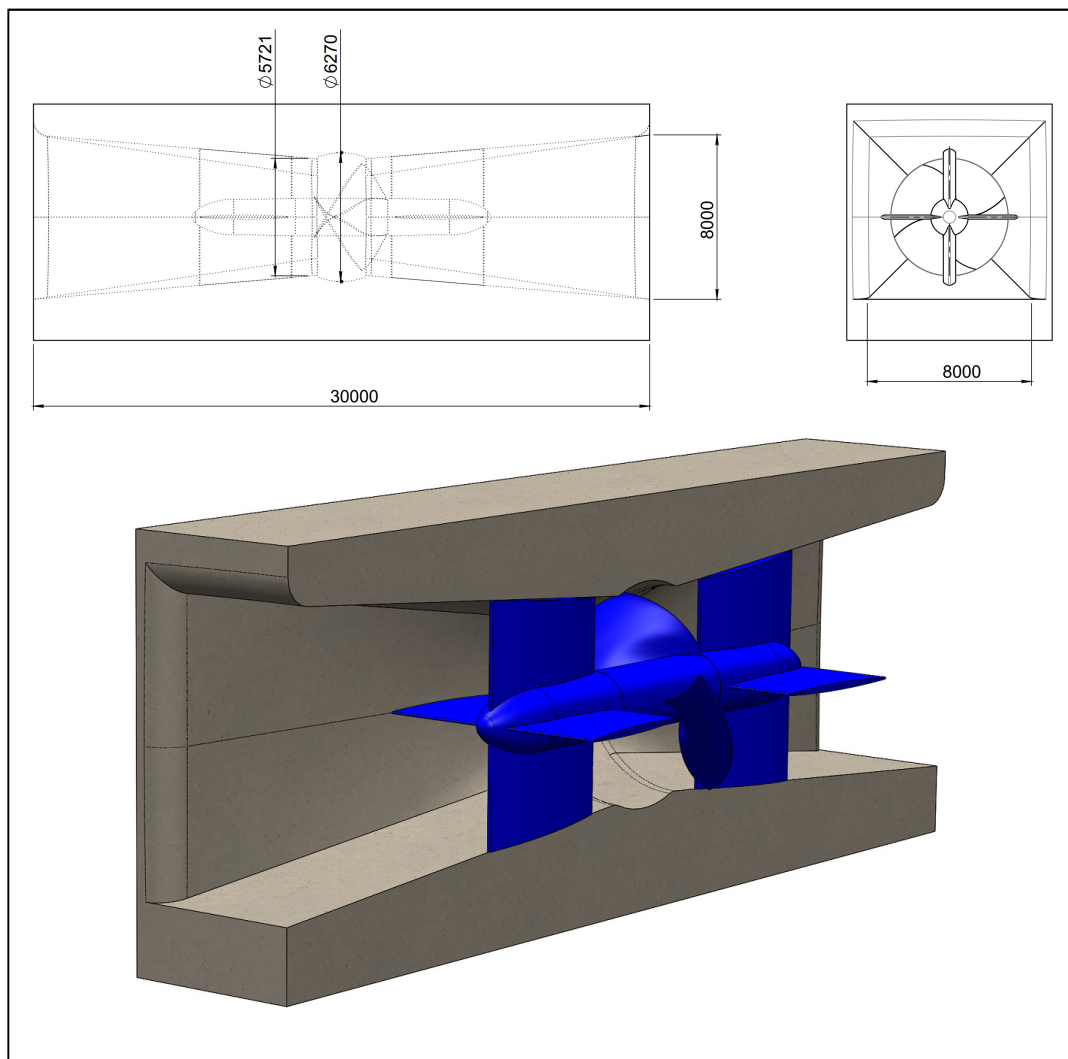
$$A \approx 2.5 \left( \frac{Q}{\Omega} \right)^{2/3} \approx 24 \text{ [m}^2\text{]} \quad [18]$$

Voor een axiale propeller turbine met een hoog specifiek toerental, is een normale verhouding van binnen- (naaf) tot buitendiameter 0.3 tot 0.5. Op basis van ervaring bij eerdere ontwerpen wordt 1/3 aangehouden voor het voorontwerp. Gebaseerd op het ingeschatte oppervlak, wordt de rotor diameter  $D_r = 5.9 \text{ [m]}$ . De in 2.3 en 3.1 afgeleide ontwerpparameters worden samengevat in Tabel 1.

Parameter	Grootte	Eenheid
Intake oppervlak ( $A$ )	64	[m <sup>2</sup> ]
Systeemverval ( $H_s$ )	1.25	[m]
Turbineverval ( $H_r$ )	0.83	[m]
Ontwerpdebiet ( $Q_{sred}$ )	157	[m <sup>3</sup> /s]
Ontwerptoerental ( $n$ )	49	[rpm]
Rotordiameter ( $D_r$ )	5.8	[m]

Tabel 1 ontwerpparameters voor turbineontwerp in convergerend kanaal

Het stromingskanaal wordt dusdanig ontworpen dat de netto diffusiehoek van rotoruitrede tot kanaaluitrede maximaal 13[°] is, zie Figuur 3.



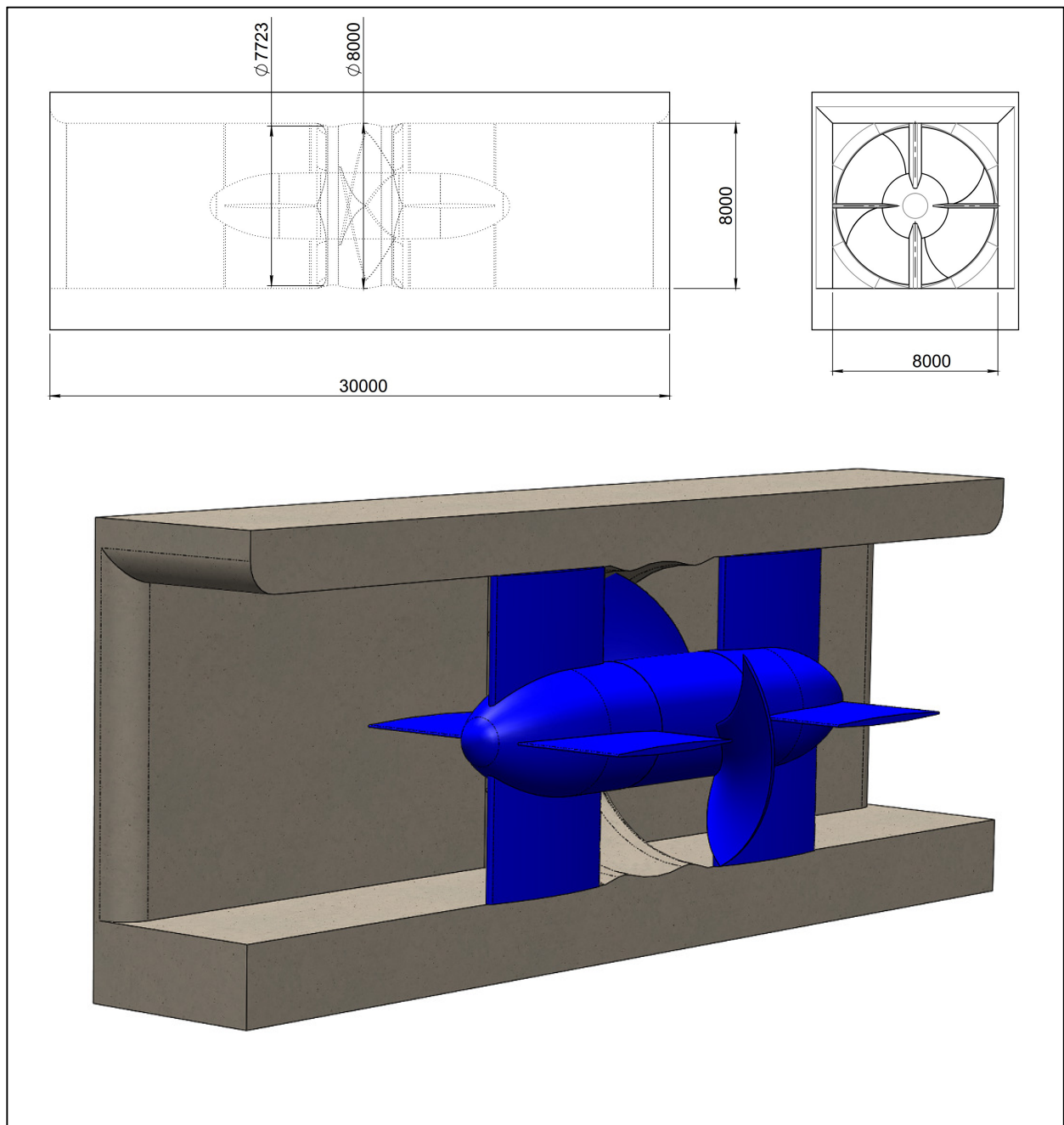
Figuur 3 Maatschets van turbine inclusief convergerend/divergerend turbinekanaal

### 3.2 Ontwerp voor ducted opstelling

Voor de ducted opstelling wordt een turbine ontworpen, waarbij als randvoorwaarde geldt dat de waaierdiameter 8[m] is. Bij een verhouding 0.5 (blijkt uit optimalisatieproces de optimale verhouding te zijn) van binnen- (naaf) tot buitendiameter kan worden bepaald dat het netto rotoroppervlak 38[m<sup>2</sup>] bedraagt. Met behulp van [18] kan worden bepaald dat het optimale toerental dan 26[rpm] is. De voor dit ontwerp geldende ontwerpparameters worden samengevat in Tabel 2. Het turbineontwerp inclusief stromingskanaal wordt weergegeven in Figuur 4.

Parameter	Grootte	Eenheid
Intake oppervlak ( $A$ )	64	[m <sup>2</sup> ]
Systeemverval ( $H_s$ )	1.25	[m]
Turbineverval ( $H_r$ )	0.83	[m]
Ontwerpdebiet ( $Q_{sred}$ )	164	[m <sup>3</sup> /s]
Ontwerptoerental ( $n$ )	26	[rpm]
Rotordiameter ( $D_r$ )	8	[m]

Tabel 2 ontwerpparameters voor turbineontwerp in ducted opstelling

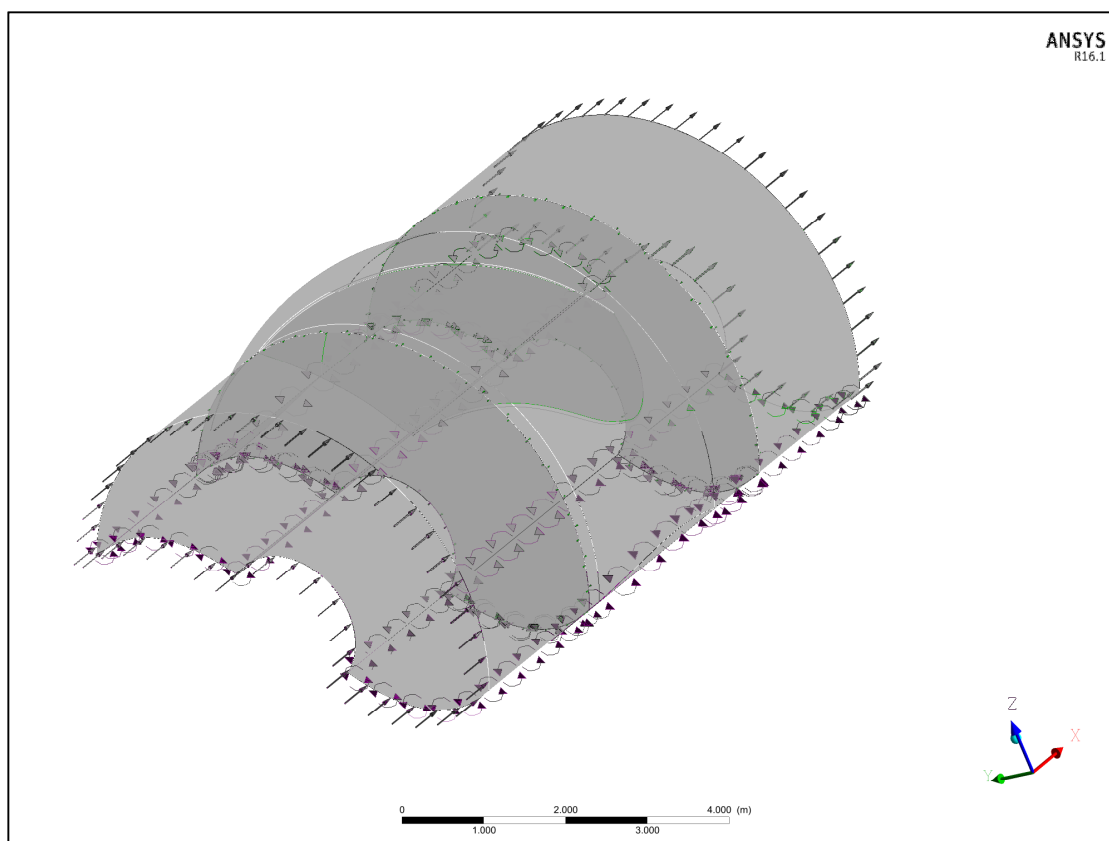


Figuur 4 Maatschets van turbine inclusief ducted turbinekanaal

#### 4. Bepalen en vergelijken van prestaties

Van de in 3.1 en 3.2 gepresenteerde turbineontwerpen wordt m.b.v. CFD de prestatie (QH, vermogen/rendement) bepaald. Deze prestatiekenmerken worden voor de twee verschillende ontwerpen met elkaar vergeleken, teneinde prestatieverschillen tussen beide ontwerpen kwalitatief te kunnen beschouwen. Ook wordt een vergelijking gemaakt van de benodigde onderdamping voor de twee varianten.

Tijdens de ontwerp- en optimaliseringsfase van de twee turbineontwerpen is enkel de rotor van de turbine beschouwd. Zie Figuur 5 voor een weergave van het gebruikte rekendomein in het CFD-pakket Ansys CFX R16.1.



Figuur 5 CFD rekendomein gebruikt tijdens ontwerp- en optimalisatiefase (voor beide ontwerpen vergelijkbaar)

#### 4.1 QHP

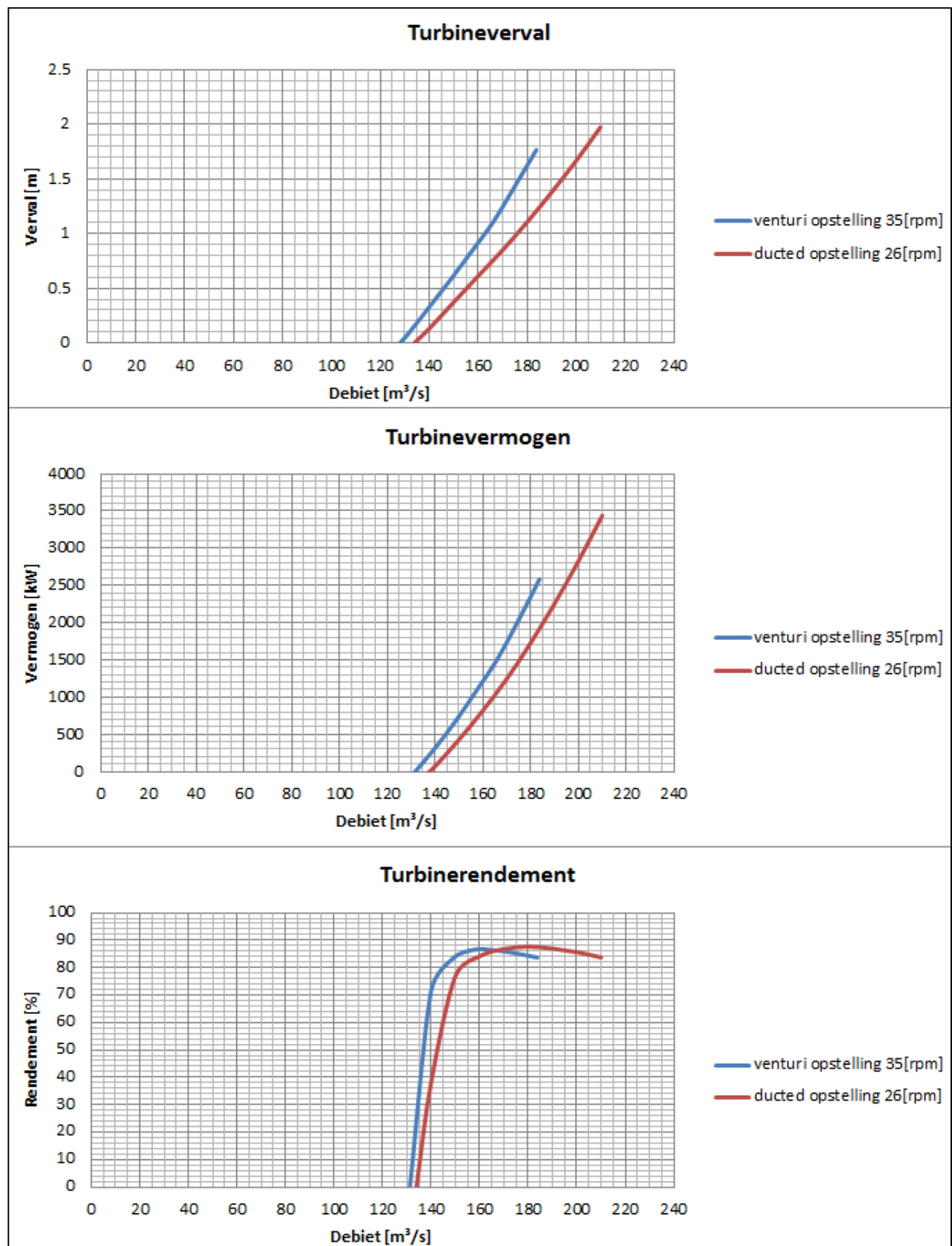
In Figuur 6 worden de prestatiekenmerken van de twee turbineontwerpen weergegeven in één figuur. Te zien is dat op ontwerppunt ( $Q=157[\text{m}^3/\text{s}]$  voor de venturi-opstelling en  $Q=164[\text{m}^3/\text{s}]$  voor de ducted-opstelling) het rendement van de twee ontwerpen vrijwel gelijk is. Verder valt op dat voor de venturi-variant het optimale toerental op ontwerppunt lager is dan bepaald in 2.3, n.l.  $35[\text{rpm}]$  i.p.v.  $49[\text{rpm}]$ .

Zoals [7] laat zien is er een kwadratisch verband tussen het verval en het debiet door het stromingskanaal. Door het toerental van de turbines variabel te maken, is d.m.v. toepassing van de affiniteitsregels ([19] en [20]) inzichtelijk te maken dat de turbines dan eenzelfde kwadratische afhankelijkheid tussen verval en debiet vertonen:

$$Q = \left( \frac{n}{n_{ref}} \right) Q_{ref} \quad [19]$$

$$H = \left( \frac{n}{n_{ref}} \right)^2 H_{ref} \quad [20]$$

Dit betekent dat door middel van toerentalregeling het optimale rendement van de turbine vastgehouden kan worden voor de gehele getijdencyclus.



Figuur 6 vergelijking van de prestatie van de twee turbineontwerpen



## 4.2 NPSH

Een belangrijke parameter bij het bepalen van de bouwkosten van de getijdencentrale is de benodigde onderdompeling van de turbines om cavitatie te voorkomen.

Cavitatie treedt op als (lokaal) in de turbines de druk beneden de dampdruk van het water komt, waardoor het water gaat koken en gasbellen ontstaan in het water. Wanneer deze gasbellen in een gebied komen waar een hogere druk heerst, zullen deze gasbellen imploderen met destructieve gevolgen voor de turbines. Door de turbines dusdanig diep onder water te plaatsen dat de druk in de turbines nooit onder de dampdruk komt, zal cavitatie voorkomen worden. De benodigde bouwdiepte zal dan ook bepaald worden voor de bedrijfsconditie waarbij het verval maximaal is, waarvoor geldt dat de snelheden in de machine het hoogst zijn en waterniveau aan uitlaatzijde het laagst is (en drukken in de machine dus het laagst zijn). Dit treedt op bij maximale valhoogte, waardoor (via [7]) het debiet maximaal en (via [19] en [20]) het toerental van de turbine maximaal zijn.

Als maximaal optredende valhoogte wordt 2[m] genomen, waarmee de bedrijfscondities voor beide turbines bepaald kunnen worden:

Venturi-opstelling:

$$n = n_{ref} \sqrt{\left(\frac{H}{H_{ref}}\right)} = 35 \sqrt{\left(\frac{2}{1.2}\right)} = 45[rpm]; \quad Q = Q_{ref} \sqrt{\left(\frac{H}{H_{ref}}\right)} = 157 \sqrt{\left(\frac{2}{1.2}\right)} = 203[m^3/s]$$

Ducted-opstelling:

$$n = n_{ref} \sqrt{\left(\frac{H}{H_{ref}}\right)} = 26 \sqrt{\left(\frac{2}{1.2}\right)} = 34[rpm]; \quad Q = Q_{ref} \sqrt{\left(\frac{H}{H_{ref}}\right)} = 164 \sqrt{\left(\frac{2}{1.2}\right)} = 212[m^3/s]$$

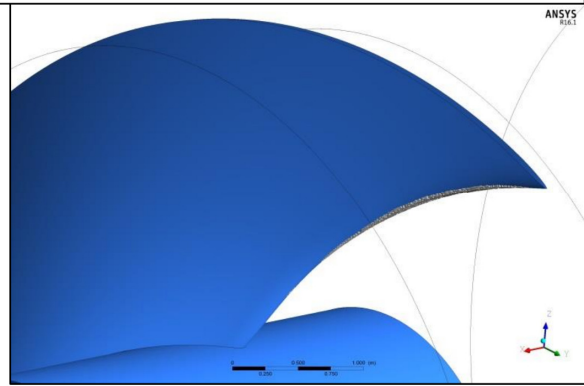
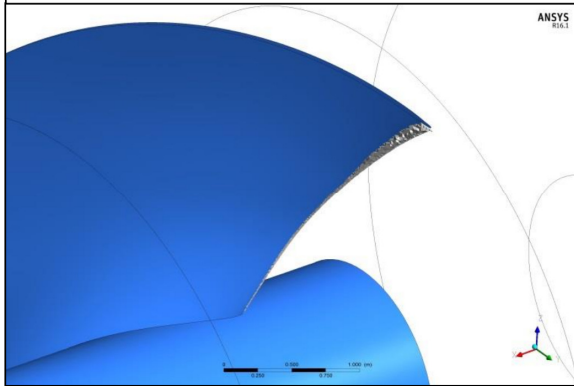
In Figuur 7 worden voor beide turbineontwerpen voor verschillende onderdompelingswaarden (ashoogte t.o.v. laagste waterniveau) iso druk volumes weergegeven, waarbij een druk heerst beneden de dampdruk. Hierbij is te zien dat voor gelijke onderdompelingswaarde er weinig verschil zichtbaar is tussen beide ontwerpen met betrekking tot de grootte van het volume waarin de druk beneden de dampdruk is. Dit is ook conform de verwachting op basis van theorie, waarbij de relatieve snelheid ( $W$  [m/s]) in de propeller bepalend is voor de NPSH. In Tabel 3 is te zien dat voor beide ontwerpen deze relatieve snelheid nagenoeg gelijk is. De optimale diepte wordt in een eventueel detailontwerp verder bepaald, maar voor het doel van dit onderzoek kan gesteld worden dat NPSH voor beide ontwerpen vergelijkbaar is.

Uitvoering	D [m]	A [m <sup>2</sup> ]	Q [m <sup>3</sup> /s]	N [rpm]	Vm [m/s]	U [m/s]	W [m/s]
Venturi	5.8	24	203	45	8.5	13.7	16.1
Ducted	8	38	212	34	5.6	14.2	15.3

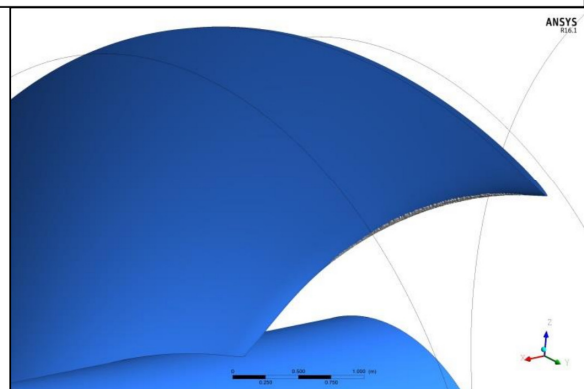
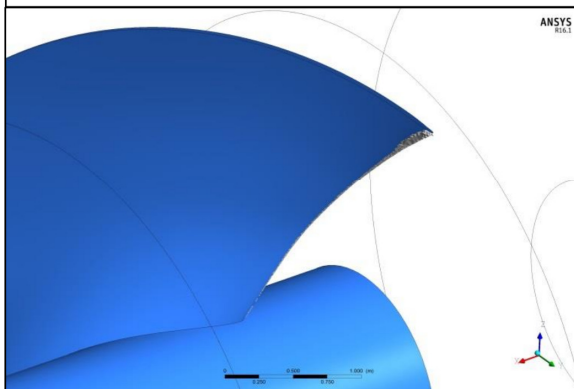
Tabel 3 bepaling van de relatieve snelheid in de propeller van de turbineontwerpen

Een gelijke onderdompeling impliceert echter wel dat, vanwege de grotere waaierdiameter, de bodem van de ducted opstelling dieper komt te liggen dan van de venturi opstelling. Dit betekent dus meer/duurdere civiele werkzaamheden voor de ducted opstelling

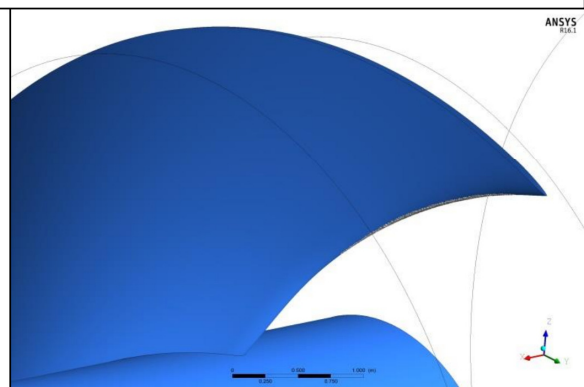
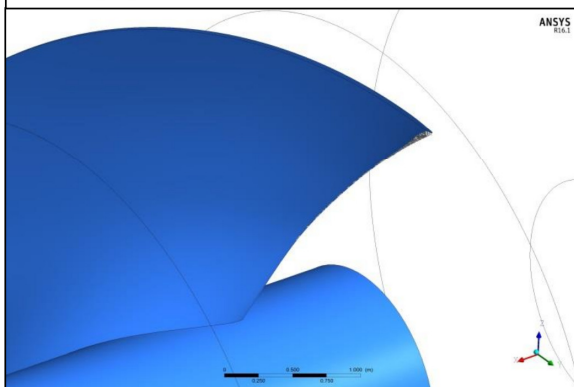
As 6[m] onder wateroppervlak



As 9[m] onder wateroppervlak



As 12[m] onder wateroppervlak



Figuur 7 Iso druk volumes waarbinnen een druk heerst lager dan dampdruk voor verschillende ashoogten voor venturi-opstelling (links) en ducted-opstelling (rechts)

### 4.3 Kosten van de turbines

Nijhuis heeft veel ervaring opgebouwd in het ontwikkelen en construeren van laagverval axiale propellerpompen en –turbines. Op basis van deze ervaring heeft Nijhuis een calculatiemodel ontwikkeld en geeft om op basis van ontwerpparameters budgetkosten te kunnen bepalen. Deze kosten zijn opgesplitst in kosten voor het staalwerk (afhankelijk van massa van de staaldelen), kosten voor de E-installatie (generator en frequentieomvormer, afhankelijk van geïnstalleerd vermogen) en overige projectkosten welke per geleverde turbine afnemen bij toenemend leveringsaantal (ontwerp/engineering, modeltesten, projectmanagement). In de kostprijsberekening wordt geen winstmarge meegenomen, aangezien deze variabel zijn per leverancier/project/leveringsomvang/etc.

Voor het bepalen van de kosten wordt voor beide ontwerpen uitgegaan van een direct gekoppelde permanent magneet generator welke is geplaatst in de bulb van de turbine. Deze bulb is afgedicht en vormt een droge ruimte en wordt via de wand van de bulb gekoeld door het langsgstromende water. De generator zal door middel van een frequentieomvormer worden geregeld op toerental. Het geïnstalleerd vermogen is voor beide turbineontwerpen 2000[kW]. Voor de constructie wordt uitgegaan van koolstofstaal met galvanische bescherming, zoals ook in de La Rance getijdencentrale (al sinds de 60er jaren!) met veel succes wordt toegepast. Hoogwaardiger (roestvrij-) staal is mogelijk, maar zal een duidelijke impact op kostprijs hebben.

De kostprijs wordt bepaald via (specifiek voor (ultra)laagvervaltoepassingen):

$$Kostprijs = n_{turbines} (Mass(0.8k_{turbine} + 0.2k_{divers}) + Power(k_{electric})) \left( 1.05 + \frac{0.25}{\sqrt{n_{turbines}}} \right) \quad [21]$$

Met:

$n_{turbines}$  = aantal turbines [-];

$Mass$  = totale massa per turbine [kg];

$k_{turbine}$  = kostenfactor voor de constructie van de turbine unit [EUR/kg];

$k_{divers}$  = kostenfactor voor overige constructiedelen (lagers, afdichtingen, etc) [EUR/kg];

$k_{electric}$  = kostenfactor voor E-deel [EUR/kW].

In Tabel 4 worden bovenstaande waarden van variabelen weergegeven.

	Venturi-opstelling	Ducted-opstelling
$n_{turbines}$ [-]	1	1
$Mass$ [kg]	127000	250000
$k_{turbine}$ [EUR/kg]	15	15
$k_{divers}$ [EUR/kg]	30	30
$k_{electric}$ [EUR/kW]	300	300

Tabel 4 gehanteerde en berekende variabelen voor kostprijsberekening

De kostprijs bepaald met [21] wordt voor de venturi-opstelling weergegeven in Tabel 5 en voor de ducted-opstelling in Tabel 6, waarbij is uitgegaan van Europese materiaal- en bewerkingsprijzen. Productie in bijvoorbeeld China zal ongeveer 1/3 goedkoper zijn dan in Europa. Er is een onderverdeling gemaakt in:

- Hardware: elektromechanische turbineconstructie (staalwerk, inclusief generator, FO en benodigde regelaars)
- Projectkosten: ontwerp, engineering, projectmanagement, modeltests, kwaliteitscontrole
- Installatie: plaatsen en commissioning
- Onderhoud: gemiddelde onderhoudskosten per jaar over levensduur
- Prijzen zijn exclusief BTW.

Nr Turbines [-]	Hardware [kEuro/Turbine]	Projectkosten [kEuro/Turbine]	Installatie [kEuro/Turbine]	KPI [Euro/kW]	Onderhoud [kEuro/turbine/jaar]
1	3 701	800	50	1996	74
4	3 331	429	49	1668	67
10	3 195	284	47	1543	64
20	3 127	208	46	1479	63
40	3 078	152	44	1433	62
60	3 057	127	43	1412	61

Tabel 5 kostprijs (exclusief BTW) per turbine voor venturi-opstelling (Europese fabricageprijzen)

Nr Turbines [-]	Hardware [kEuro/Turbine]	Projectkosten [kEuro/Turbine]	Installatie [kEuro/Turbine]	KPI [euro/kW]	Onderhoud [kEuro/turbine/jaar]
1	6 508	800	100	3104	130
4	5 857	429	97	2670	117
10	5 618	284	94	2506	112
20	5 497	208	91	2423	110
40	5 412	152	89	2363	108
60	5 374	127	86	2336	107

Tabel 6 kostprijs (exclusief BTW) per turbine voor ducted-opstelling (Europese fabricageprijzen)

## 5. Conclusies

- Het turbinerendement op ontwerppunt is voor beide uitvoeringen vrijwel gelijk. Vanwege lagere stromingsverliezen voor de ducted variant, is het ontwerpdebiet wat groter dan voor de venturi variant ( $164[\text{m}^3/\text{s}]$  vs  $157[\text{m}^3/\text{s}]$ ). Hierdoor zal de energieproductie per turbine voor de ducted variant iets hoger zijn dan voor de venturi uitvoering (ca. 5 [%]).
- Het NPSH gedrag van de twee ontwerpen is vergelijkbaar en hiermee ook de vereiste onderdompeling om cavitatie te voorkomen. Dit betekent echter wel dat vanwege de grotere waaierdiameter bij gelijke onderdompeling de totale bouwdiepte voor de ducted variant wat groter zal zijn.
- De kostprijs per turbine is voor de ducted opstelling 1.8x duurder dan de venturi opstelling.