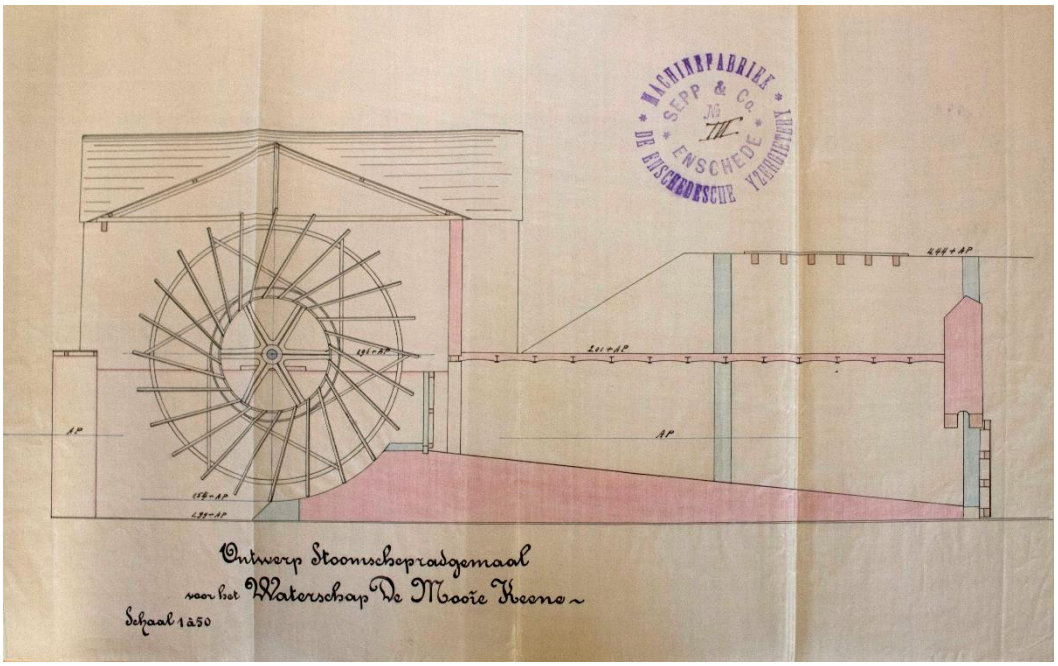
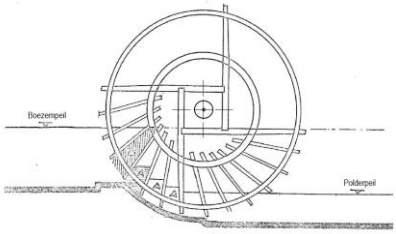
4.18.4 Schepraderen

Het scheprad is het oudste en tot nu toe het langst en vaak toegepaste opvoerwerktuig in de bemalingstechniek. Alhoewel er bij de windwatermolens veel ervaring was opgedaan met het scheprad werden bij de introductie van door stoommachines aangedreven gemalen deze uitgerust met zuigerpompen. Hierbij werd de lineaire beweging van de stoommachine met een balansarm of rechtstreeks op de zuiger van de pomp overgebracht. Een scheprad vereist een langzame roterende beweging die met tandwielen moet worden overgebracht. Dit heeft met de aanmerkelijk grotere stoommachine vermogens ten opzichte van die van de windmolen in die beginperiode dan ook voor de nodige problemen gezorgd.

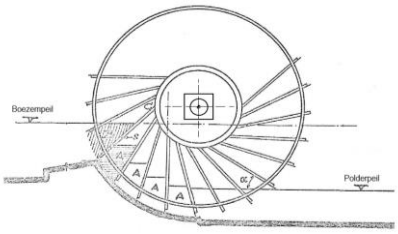


Voorbeeld van een stalen scheprad in de Keenesluis

Sinds de ontwikkeling van het scheprad in de 15e eeuw hebben geen ingrijpende en principiële ontwikkelingen plaats gevonden. De schepraderen waren oorspronkelijk van hout wat de vorm en de afmetingen beperkte. In de zestiger jaren van de 19e eeuw verschenen de eerste nagenoeg geheel uit gietijzer en staal opgebouwde schepraderen en werd na verloop van tijd ook geëxperimenteerd met de schoepvorm om het rendement te verbeteren.

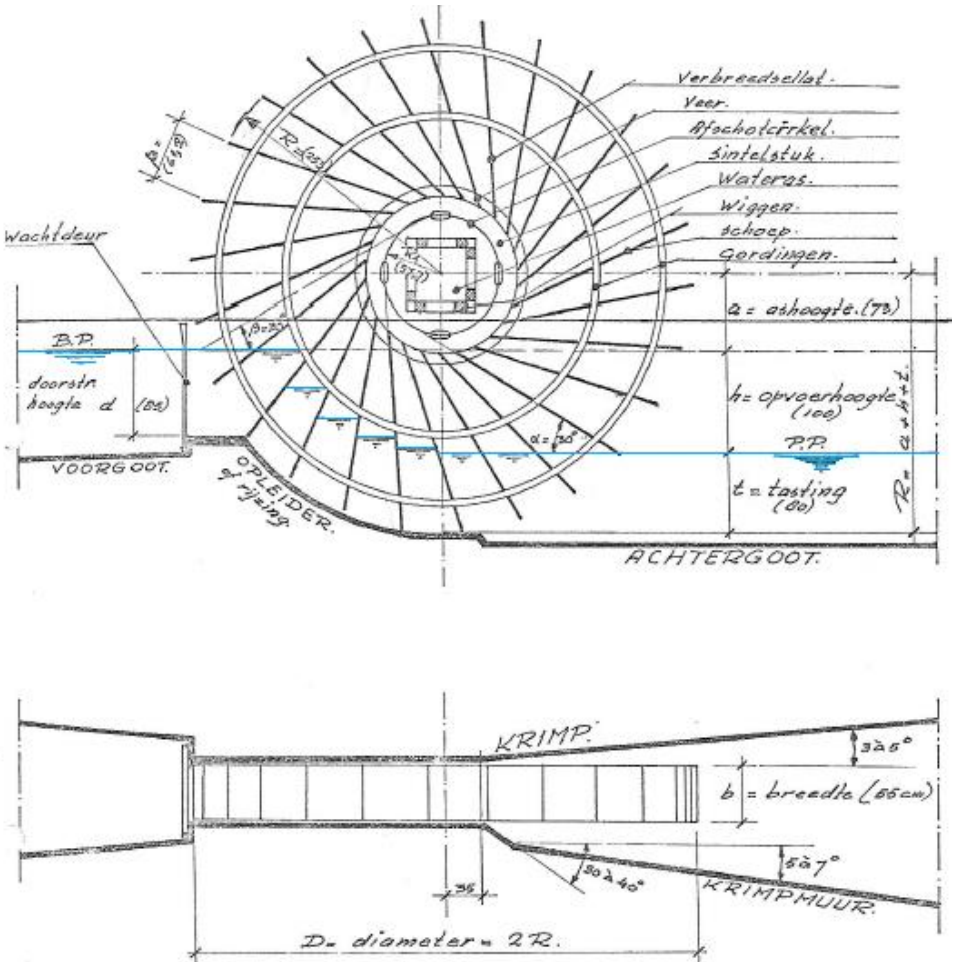


Houten scheprad



Stalen scheprad

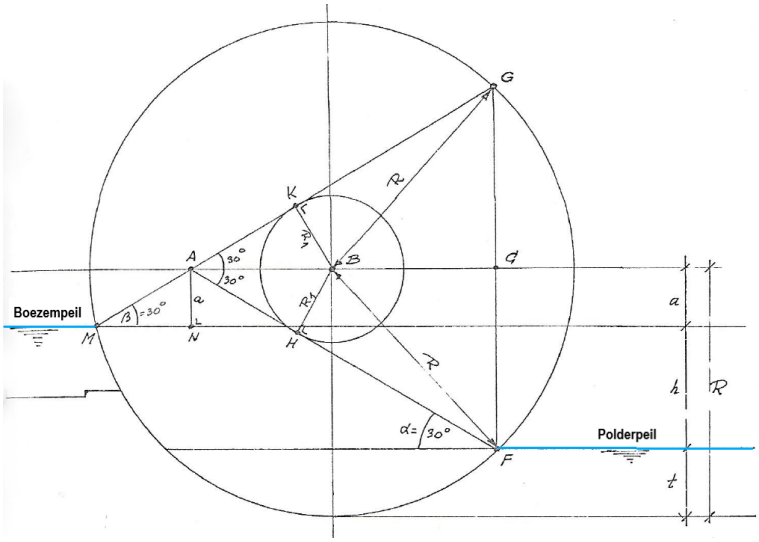
Het scheprad bestaat uit twee ronde schijven of spaakwielen van gietijzer, de zogenaamde sintelstukken. Bij de oude scheprad constructies zijn deze sintelstukken met eikenhouten wiggen op het vierkante deel van de gietijzeren as bevestigd. Bij jongere constructies worden de sintelstukken met kopspieën op een verdikt gedeelte van een stalen as bevestigd.
Aan de sintelstukken zijn tangentiaal de veren met daaraan de schoepen of borden bevestigd, rakend aan een denkbeeldige cirkel de zogenaamde afschotcirkel. Door deze wijze van bevestiging kan de ruimte tussen de schoepen goed leegstromen en wordt het zogenoemde over de kop malen, het mee terugnemen van het water, voorkomen. Een nadeel hiervan is dat de schoepen aan de instroomzijde onder een geringe hoek met de waterspiegel staan en op het water gaan slaan. Naast het lawaai wat dit veroorzaakt is dit verschijnsel schadelijk voor de bevestiging van het scheprad op de as en de hieraan gekoppelde tandwiel-overbrenging. De hellingshoek van de schoepen wordt bepaald door de grootte van de afschotcirkel. De hoek van intrede α mag niet te groot zijn omdat dan de hoek van uittrede β te klein wordt en het water niet goed kan uitstromen. Gestreefd wordt naar een hoek van intrede die varieert tussen de 25º en 30º, en een hoek van uittrede β die varieert tussen de 30º en 35º.



Benaming en maatvoering van een voorbeeld scheprad

De schoepen zijn soms van metaal maar bij voorkeur van hout. Eventueel meegevoerde harde voorwerpen zoals hout of ijs kunnen het houten bord doen breken maar verder geen schade aanrichten. Bij metalen borden zullen naast het bord zelf de veren en de gordingen schade oplopen en in die gevallen opnieuw gericht moeten worden. Een of twee hoepels, de zogenaamde gordingen aan beide zijden van het rad verbinden rondom de uiteinden van de schoepen.
Verder worden om de vier schoepen tussen de buitenste gording en het sintelstuk schoren aangebracht. Deze schoren voorkomen dat de schoepen achterover gedrukt worden.
Met een speling van 10 tot hooguit 20 mm draait het scheprad tussen de beide krimpmuren van de goot of de krimp zoals dat genoemd wordt. Om de speling tussen rad en krimp zo gering mogelijk te maken worden bij stalen schoepen zogenoemde verbreedsel-latten langs de zijkanten aangebracht. Het relatief zachte grenen hout, wat daarvoor gebruikt wordt, moet nagenoeg zonder speling aangebracht worden waarna het tijdens bedrijf langs de ruwe krimpmuur op maat schuurt.
De axiale speling wordt bij een glijlager constructie vaak met eenvoudige taatsen en drukbouten op de koppen van de scheprad-as ingesteld. Het spreekt voor zich dat de axiale speling van het rad zo gering als mogelijk dient te worden gehouden.
De vorm van de instroom goot is zodanig dat er voldoende water tussen de schoepen kan stromen. Is dit niet het geval dan zal het rad minder water opbrengen bij een grotere opvoerhoogte. Hetzelfde effect wordt teweeg gebracht als het krooshek vervuild is of als de aanvoer van water stagneert.
Een ander belangrijk punt voor het goed functioneren van het scheprad is de hoogte van de opleider. Deze is zoals we hierna zullen zien afhankelijk van de tasting, de opvoerhoogte en de diameter van het scheprad.
Is de opleider te laag, zoals bij de figuur van het houten scheprad is getekend, dan zal bij de rondgang van het rad telkens bij het bereiken van de bovenkant van de opleider een hoeveelheid buitenwater terugstromen in het compartiment tussen twee schoepen. Dit terugstromen kost, vooral bij lage radsnelheden extra energie. Hetzelfde negatieve effect doet zich voor bij een te gering aantal schoepen.
Een ander belangrijk punt is de verhouding tussen de tasting en de doorstroomhoogte boven de opleider. Het veranderen van stroomsnelheid kost energie en moet voorkomen worden en is de reden dat bij de streefpeilen op de boezem c.q. het buitenwater en de polder de natte profielen aan de in- en uitstroomzijde in die situatie gelijk worden gehouden. Omdat de breedte van de goot aan de in- en uitstroomzijde gelijk is zal de waterhoogte boven de opleider minimaal de hoogte van de tasting moeten hebben.
De schoeplengte is bepalend voor het kerend vermogen van het scheprad: dus de hoogste boezem/buitenwaterstand met daarbij opgeteld de opstuwing tijdens het malen. Is deze onvoldoende dan loopt een deel van het opgevoerde water terug naar de instroming. In de rechter figuur van het stalen scheprad is dat door het gearceerde gedeelte schetsmatig weergegeven.

Aan de hand van de hier voor aangegeven voorwaarden en uitgangspunten voor een scheprad om goed te kunnen functioneren kunnen de hoofdafmetingen worden bepaald en het rad worden geconstrueerd.



Figuur voor het bepalen van de hoofdafmetingen van een scheprad

De bekende gegevens voor het tekenen van de figuur zijn de opvoerhoogte h: het verschil tussen het boezem/buitenpeil en dat van het polderpeil. Dit verschil varieert meestal tussen de 70 en 150 cm. Bij grotere opvoerhoogten wordt de diameter van het rad te groot zoals we hierna kunnen afleiden. Verder stijgen als gevolg van het grote drukverschil de spleetverliezen en daalt daardoor het rendement. De tasting t varieert tussen de 70 tot 110 cm. Ook een te grote tasting resulteert in een grotere diameter van het rad maar biedt wel de mogelijkheid verder af te malen c.q. in te spelen op een toekomstige polderpeildaling.
Uit de figuur kan worden afgeleid dat de diameter van de afschotcirkel is:

$$R_1 = h.\,\mathrm{tg}\,\alpha \;\; [\mathrm{m}]$$

In het voorbeeld zijn de in- en uitstroomhoeken gelijk gehouden en bedragen beide 30º. De tangens van deze hoek is 0,57735 zodat geschreven kan worden:

$$R_1 = 0{,}57735\,.\,h \;\; [\mathrm{m}]$$

De straal van het rad R kan worden berekend met behulp van de driehoek BHF. Hierbij is a de hoogte die de as boven het boezem/buitenpeil wordt opgesteld.

$$R = \sqrt{(2a + h)^2 + (0{,}57735\,.\,h)^2} \;\; [\mathrm{m}]$$

Voor de straal van het rad kan ook worden geschreven:

$$R = a + h + t \;\; [\mathrm{m}]$$

Door de uitkomsten van beide formules aan elkaar gelijk te stellen zijn a en t uit te drukken in h en t respectievelijk de bekende opvoerhoogte en de aan te nemen tasting. De uitkomst van deze rekenexercitie voor de straal is:

$$R = 2{,}05 \,.\, t + 0{,}89 \,.\, h \;\; [m]$$

En voor de opstelhoogte:

$$2{,}05 \,.\, t + 0{,}89 \,.\, h \;\; = a + h + t \;\; [m]$$

Of:

$$a = 1{,}05 \,.\, t - 0{,}11 \,.\, h \;\; [m]$$

Is voor een gegeven situatie de opvoerhoogte 1,50 m en de tasting 1,00 m dan is de straal van het rad:

$$R = 2{,}05 \,.\, 1 + 0{,}89 \,.\, 1{,}50 = 3{,}385 \; [m]$$

De straal van de afschotcirkel is:

$$R_1 = 0{,}57735 \,.1{,}50 = 0{,}866 \;\; [m]$$

En de opstelhoogte van het rad boven het boezem/buitenpeil:

$$a = 1{,}05 \,.\, 1 - 0{,}11 \,.\, 1{,}50 = 0{,}885 \;\; [m]$$

De afstand tussen de schoepen aan de omtrek wordt in de regel op 60 á 70 cm gehouden. Een te grote afstand leidt tot capaciteitsverlies omdat de ruimte tussen de schoepen verder voorbij het tastpunt tot het polderpeil is gevuld. Verder leidt het tot grotere spleetverliezen omdat het drukverschil per schoep groter wordt.
De breedte van de schepraderen voor windmolens bedraagt 35 tot 60 cm waarbij een verhouding van de tasting t tot de breedte b van 3 : 2 wordt aangehouden. Een grotere breedte leidde tot windmolens met een groter vermogen dan wel hogere gemiddelde windsnelheden om te kunnen malen. Bij schepraderen die worden aangedreven door stoommachines geldt deze beperking niet en zie je dan ook aanzienlijk bredere schepraderen toegepast of raderen die parallel aan elkaar geschakeld zijn. Bij deze laatste optie worden de assen verbonden door een al dan niet verschuifbare koppeling waarmee een gedeelte van de capaciteit kan worden uitgeschakeld.

Capaciteit
Wanneer het rad een boog, gelijk aan de onderlinge afstand van twee schoepen heeft doorlopen, wordt een hoeveelheid water verplaatst, gelijk aan de inhoud van de watermassa tussen twee schoepen, te rekenen als de schoepen het diepst in het water staan.

Tijdens een omwenteling is dat:

$$2\pi \left(R - \frac{1}{2}\,t\right) .\ 0{,}9\ \ [m^3]$$

Men noemt dit de waterkrul. Deze hoeveelheid moet worden verminderd met de inhoud van de ondergedompelde schoepengedeelten, alsmede het waterverlies ontstaan door het terugstromen van water langs de beschoeping. Bij goed geconstrueerde en uitgevoerde schepraderen bedraagt dit verlies ongeveer 10 %.
Het toerental n van een scheprad is zeer gering en bedraagt 5 á 8 omwentelingen per minuut. Als het geschatte verlies en het toerental in voorgaande formule worden ingevoerd kan men de capaciteit als volgt berekenen:

$$Q_{th} = n\,.\,b\,.\,t\,.\ 2\pi \left(R - \frac{1}{2}\,t\right) .\ 0{,}9\ \ [m^3/min]$$

Hierin is:

Q_{th}	De berekende capaciteit van het scheprad	m^3/min
R	De straal van het scheprad	m
n	Het toerental van het scheprad	omw/min
b	De breedte van het scheprad	m
t	De indompel diepte van de schoep	m
0,9	Correctie factor voor het door de beschoeping ingenomen volume	

Als het toerental van het hier voor gegeven voorbeeld 7 omw/min is dan bedraagt de capaciteit:

$$Q_{th} = 7\,.\ \frac{2}{3}.1{,}00\,.1{,}00\,.\ 2\pi \left(3{,}385 - \frac{1}{2}\,1{,}00\right) .\ 0{,}9\ = 76\ [m^3/min]$$

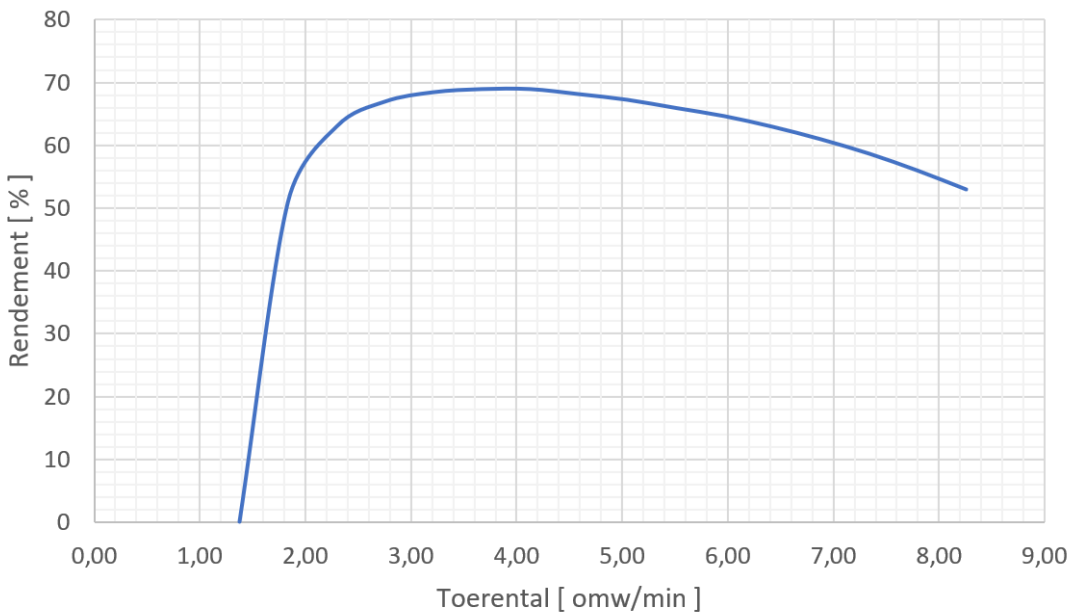
Vermogen
Het vermogen van 1 pk is gelijk aan 75 kgm/sec en het gewicht van 1 l water :1kg. Als de capaciteit, en de opvoerhoogte van het scheprad bekend zijn kan men met deze wetenschap op de volgende wijze het theoretisch benodigde vermogen aan de as van het scheprad berekenen:

$$P_{th} = \frac{Q_{th}\,.\,1000\,.\,h}{60\,.\,75} = \frac{Q\,.\,h}{4{,}5}\ \ [pk]$$

Het theoretisch benodigde vermogen aan de as van het scheprad uit het voorgaande voorbeeld is dan:

$$P_{th} = \frac{76\,.\,1{,}5}{4{,}5} = \ 25\ [pk]$$

Dit vermogen werd voorheen met Wpk (water paardenkrachten) aangeduid en was een maat voor de grootte van het gemaal. Tegenwoordig gebruiken we hiervoor de capaciteit van het opvoerwerktuig met daarbij de gedefinieerde opvoerhoogte.
Het uiteindelijke door het aandrijfwerktuig te genereren vermogen, dus wat beschikbaar komt aan de as van de stoommachine, kan worden bepaald als het rendement van de overbrenging en van het opvoerwerktuig bekend is. In het verleden is door diverse instanties onderzoek gedaan naar het rendement van een scheprad. Uit die onderzoeken blijkt dat het rendement van een goed geconstrueerd scheprad inclusief de overbrenging in de orde grootte ligt van 50 - 70 % en bij benadering verloopt zoals in onderstaande grafiek wordt weergegeven.



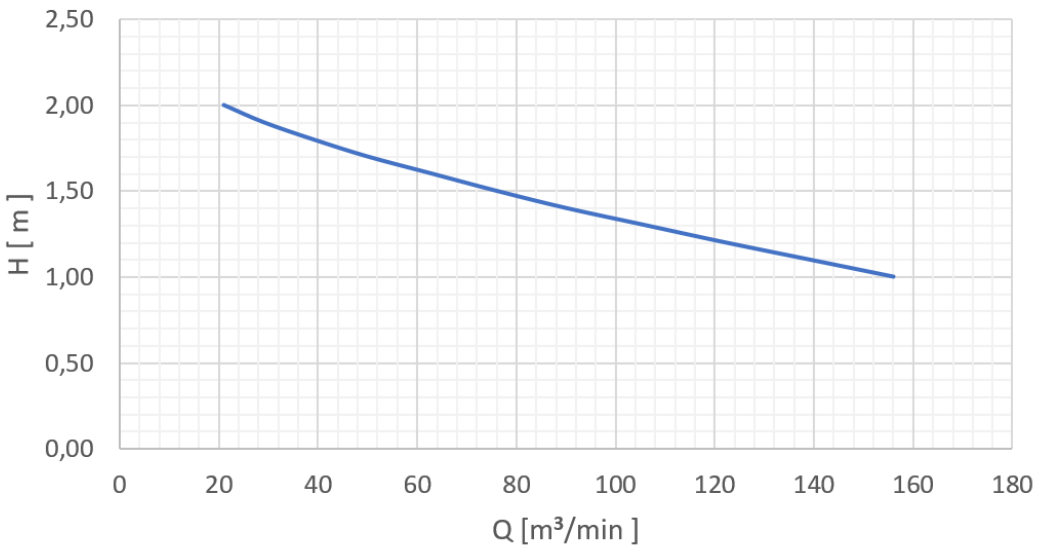
Schepradrendement versus toerental

Uit de grafiek kan worden afgeleid dat het hoogste rendement wordt bereikt bij ongeveer 4 omw/min van het scheprad. De stromingsverliezen als gevolg van een geringer debiet spelen bij dit toerental een geringere rol. Om het scheprad onder alle omstandigheden te kunnen laten functioneren zal voor de bepaling van het vermogen van het aandrijfwerktuig uitgegaan moeten worden van de meest ongunstige situatie dus 50 %. In het geval van het hier voor gegeven voorbeeld dus:

$$P_a = \frac{25}{\frac{50}{100}} = 50 \text{ [apk]}$$

Tussen de opvoerhoogte H en de capaciteit Q bestaat een relationeel verband dat met behulp van een grafiek kan worden aangegeven. Uitgaande van een vast boezem/buitenpeil en een constant toerental ziet de grafiek van het hier voor gegeven voorbeeld er uit zoals hieronder is aangegeven. De ontwerp capaciteit van dit scheprad, zo is hier voor berekend, is 76 m³/min bij een statische opvoerhoogte van 1,50. De tasting die in het ontwerppunt 1,00 m bedraagt wordt als het polderpeil

stijgt steeds groter en resulteert dientengevolge in een steeds grotere capaciteit. Deze capaciteit kan zover oplopen dat de stoommachine het gevraagde vermogen niet meer kan opbrengen en er alleen gemalen kan worden door het toerental te verminderen. Omgekeerd zal de capaciteit afnemen als het polderpeil onder het streefpeil daalt. De stoommachine wordt dan minder belast. Door het toerental van de stoommachine te verhogen kan dan de verminderde capaciteit worden gecompenseerd.
Het nastreven van een polderpeil onder dat van het streefpeil zal zich in de praktijk niet makkelijk voordoen anders dan wanneer als gevolg van maaivelddaling in de loop der tijd de bemalingsinstallatie te hoog is komen te staan. Een hoog polderpeil daarentegen komt vaak voor en behoeft de nodige kennis en kunnen van de machinist van de machinerieën om hier op een verantwoorde wijze mee om te gaan.



Q - H relatie scheprad

In het verleden heeft men om de maaivelddaling het hoofd te bieden weleens bestaande schepraderen laten zakken of vervangen door een rad met een grotere diameter. Hierbij werd dan vaak omwille van de investeringskosten een aantal essentiële uitgangspunten geweld aangedaan.