

Autoreferat

I. Imię i Nazwisko

Janusz Skrzypacz

II. Informacje o wykształceniu

1992 - 1997 studia magisterskie na Politechnice Wrocławskiej, Wydział Mechaniczny, ukończone z wynikiem bardzo dobrym. Praca dyplomowa dotyczyła opracowania oprogramowania do projektowania części przepływowych pomp wielostopniowych i została wykonana pod kierunkiem prof. dr inż. Janusza Pluteckiego.

1998 – 2002 studia doktoranckie na Politechnice Wrocławskiej. Temat pracy doktorskiej to “Modelowanie przepływu w kanałach kierownic z przewalem sferycznym”. Praca wykonana pod kierunkiem prof. dr inż. Janusza Pluteckiego, obroniona z wyróżnieniem.

2000 - 2001 podyplomowe studium - Systemy Informacyjne - na Politechnice Wrocławskiej. Praca końcowa dotyczyła opracowania internetowego kalkulatora wymiarów wirnika pompy odśrodkowej.

III. Informacje o zatrudnieniu

1997 - 1999 Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczny, stanowisko: asystent naukowo-dydaktyczny;

1998 Służba wojskowa;

2000 - 2001 Studium informatyki, stanowisko: wykładowca informatyki,



2002 – 2005 Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, stanowisko:
asystent naukowo-dydaktyczny;

od 2005 Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, stanowisko:
adiunkt;

VI. Wykazanie osiągnięcia naukowo-badawczego, będącego przedmiotem oceny, wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. Nr 65, poz. 595 ze późn. zm.)

a) Cykl publikacji

Jednotematyczny i jednoautorski cykl publikacji, dotyczy projektowania wirników pomp wirowych, pracujących w zakresie ultra niskiej szybkoobrotowości (wyróżnik szybkoobrotowości $n_q < 10$) oraz relatywnie małej wydajności ($Q < 10 \text{ m}^3/\text{h}$). Spójny tytuł dla całego cyklu brzmi: „**Metody zwiększania sprawności procesu przekazywania energii w wirnikach pomp krętnych w zakresie skrajnie niskiej szybkoobrotowości i wydajności**”.

- [H.1] **Skrzypacz J.:** *Analiza pracy pompy z wirnikiem otworowym*, Pompy Pompownie. nr 2, 2008, s. 32-34
- [H.2] **Skrzypacz J.:** *Wpływ parametrów geometrycznych wirnika łopatkowego o skrajnie niskim wyróżniku szybkoobrotowości na proces przekazywania energii*, Systems: Journal of Transdisciplinary Systems Science, vol. 13, 2008, spec. iss. 2/2, s. 124-129, Punktacja MNiSW z 2010: 02
- [H.3] **Skrzypacz J.:** *Wpływ parametrów geometrycznych wirnika otworowego na proces przekazywania energii*, Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej - Nauki Techniczne - Budowa i Eksploatacja Maszyn, nr 10, 2008, ISSN 1897-2683, s. 227-234
- [H.4] **Skrzypacz J.:** Wirniki pompy wirowej, Patent nr 212505, 2012
- [H.5] **Skrzypacz J.:** Wirniki pompy wirowej, Patent nr 210647, 2012



- [H.6] **Skrzypacz J.:** *Numerical modelling of flow phenomena in a pump with a multi-piped impeller*, Chemical Engineering and Processing, vol. 75., 2014, s. 58-66
Punktacja MNiSW z 2013: 30, **IF = 1.959**
- [H.7] **Skrzypacz J.:** *Investigating the impact of multi-piped impellers design on the efficiency of rotodynamic pumps operating at ultra-low specific speed*, Chemical Engineering and Processing, vol. 86., 2014, s. 145-152 Punktacja MNiSW z 2013: 30, **IF = 1.959**
- [H.8] **Skrzypacz J.:** *Investigating the impact of drilled impellers design of rotodynamic pumps on the efficiency of the energy transfer process*, Chemical Engineering and Processing, vol. 87., 2015, s. 60-67 Punktacja MNiSW z 2013: 30, **IF = 1.959**
- [H.9] **Skrzypacz J.:** *The cavitation behaviour of the rotodynamic pumps, designed in non-standard way, operating in range of ultra-low specific speed*, Aktualne Zagadnienia Energetyki. Tom 3, ISBN 978-83-7493-874-7, Oficyna Wydawnicza PWr, 2014, s. 61-72

Łączny IF dla cyklu publikacji: 5.877

Łączna liczba punktów MNiSW dla cyklu publikacji: 92

b) Uzasadnienie

Pompy należą do grupy maszyn energetycznych, zużywających około 30% energii wykorzystywanej przez światowy przemysł. Wobec coraz wyższych cen energii problem zmniejszenia energochłonności procesów przemysłowych nabiera pierwszoplanowego znaczenia tak w skali pojedynczego przedsiębiorstwa jak i gospodarki światowej. Ponadto istotnym czynnikiem eksploatacji pomp jest również aspekt związany z ochroną środowiska. Zwiększenie sprawności procesu pompowania tylko o 1 % procent miałyby w skali gospodarki światowej przełożenie na olbrzymie oszczędności finansowa ale również na znaczne ograniczenie emisji dwutlenku węgla.

W prezentowanym cyklu publikacji będącym przedmiotem oceny, tematem przewodnim jest analiza możliwości zwiększenia sprawności procesu pompowania pomp wirowych w zakresie skrajnie niskich wartości wyróżnika szybkoobrotowości ($n_q < 10$) i relatywnie niskich



wydajności ($Q < 10 \text{ m}^3/\text{h}$). Podjęcie powyższej tematyki było podyktowane następującymi czynnikami:

- brak badań naukowych, a tym samym publikacji z rozpatrywanego tematu,
- szeroki odzew czytelników po publikacji pierwszego artykułu z tej tematyki,
- rosnące zapotrzebowanie na pompy wirowe, pracujące w rozpatrywanym zakresie parametrów (przemysł chemiczny, pompy dozujące, pompy do ciekłych gazów, pompy pożarnicze, układy mikrohydrauliki, pompy układów smarowania, sztuczne serce, itp.).
- zainteresowania własne.

Praca została podzielona na dwie części. W części pierwszej skoncentrowano się na badaniach konstrukcji wirników istniejących, takich jak wirniki łopatkowe oraz wirniki otworowe. W części drugiej poszukiwano zupełnie nowych koncepcji konstrukcji wirników pomp, które mogłyby być zastosowane w rozpatrywanym zakresie parametrów.

Jako główną metodykę badawczą wykorzystano numeryczne analizy przepływów i specjalistyczne oprogramowanie Ansys Fluent. Aby zweryfikować i potwierdzić wyniki obliczeń numerycznych, wykonano również badania doświadczalne na specjalnie w tym celu zaprojektowanym i wykonanym stanowisku badawczym. Aby zapewnić maksymalną zgodność geometrii modeli numerycznych i rzeczywistych, wirniki do testów były wykonywane metodą wydruku 3D przy wykorzystaniu metody SLS (Selective Laser Sintering).

W pierwszej publikacji z zaproponowanego cyklu [H.1]: *Analiza pracy pompy z wirnikiem otworowym*, podjęto próbę identyfikacji zjawisk przepływowych, występujących w pompach z wirnikiem otworowym. Jako że główną metodą badawczą było CFD, skoncentrowano się na metodyce modelowania wirników pomp odśrodkowych w zakresie niskiej szybkoobrotowości ($n_q < 15$). Obiektem badań był wirnik otworowy, skonstruowany przez Warszawską Fabrykę Pomp, którego geometria oraz charakterystyki energetyczne zostały przedstawione w książce profesora W. Jędrała „Pompy Wirowe”. Celem przeprowadzonych badań było określenie wpływu typu modelu turbulencji na czas i dokładność obliczeń dla rozpatrywanego zakresu parametrów oraz określenie pól prędkości i ciśnień w kanałach przepływowych rozpatrywanej konstrukcji.

Ze względu na fakt, że model jednorównaniowy S-A został opracowany głównie z myślą o modelowaniu opływów ciał, model RSM sprawdza się przy silnej anizotropii turbulencji, a LES jest ciągle w fazie testów, w pracy skoncentrowano się na dwu-równaniowych modelach turbulencji. Wykonano obliczenia z czterema modelami turbulencji, dostępnymi w programie Ansys Fluent, takimi jak:

- Standard k- ϵ ,
- RNG k- ϵ ,
- Realizable k- ϵ ,
- k- ω .

Wyniki obliczeń zestawiono w wynikami badań doświadczalnych, dostępnymi w postaci charakterystyk energetycznych. Wnioski z obliczeń można było sformułować następująco:

- W przypadku numerycznego modelowania przepływu w pompach o niskim wyróżniku szybkoobrotowości ($n_q < 15$) bardzo istotną rolę odgrywa zastosowanie właściwego modelu turbulencji, zarówno z punktu widzenia dokładności wyników obliczeń jak i czasu obliczeń. W przypadku wirników pomp o wyższej szybkoobrotowości, jak pokazują doświadczenia autora, ten wpływ jest znacznie mniejszy i praktycznie wszystkie modele dwu-równaniowe zapewniają zbliżoną dokładność i szybkość uzyskania zbieżności rozwiązywanych równań.
- W prezentowanym przykładzie wirnika pompy o $n_q = 12.5$ największą dokładność uzyskanych wyników, w porównaniu do badań doświadczalnych, zapewnił model turbulencji Realizable k- ϵ (błąd ok. 1%).
- Można zaobserwować, że stosując model Realizable k- ϵ uzyskuje się najszybciej zbieżność wyników, gdyż już po około 200 iteracjach. W przypadku pozostałych modeli turbulencji zbieżność następuje po znacznie większej liczbie iteracji, która wynosi odpowiednio: standard k- ϵ – 4500, RNG k- ϵ – 1100, k- ω - 1600.

W publikacji [H.2] *Wpływ parametrów geometrycznych wirnika łopatkowego o skrajnie niskim wyróżniku szybkoobrotowości na proces przekazywania energii*, wykonano analizę powiązań pomiędzy cechami geometrycznymi klasycznego wirnika łopatkowego a jego parametrami pracy w zakresie skrajnie niskiej szybkoobrotowości ($n_q < 10$) i relatywnie niskiej wydajności ($Q < 10 \text{ m}^3/\text{h}$). Bazując na zweryfikowanej procedurze modelowania

numerycznego przedstawionej w [H.1], wykonano badanie wpływu następujących cech geometrycznych wirnika łopatkowego na parametry jego pracy:

- kąt wlotowy β_1 ,
- liczby łopatek z ,
- szerokości wirnika w przekroju wlotowym b_1 .

Wybór powyższych cech geometrycznych wynikał z doświadczeń autora i prowadzonych wcześniej badań z których na szczególną uwagę zasługują te, poświęcone wpływowi kąta wlotowego wirnika na parametry pracy (Q, H) oraz sprawność. W publikacjach:

- [a] Misiewicz A., Skrzypacz J.: *Cavitation behaviours of low specific speed pump impellers designed according to the "tight inlet" rule*, Central European Journal of Engineering, vol. 1, nr 2, 2011, s. 195-201
- [b] Misiewicz A., Skrzypacz J.: *Analiza numeryczna pracy pomp wolnobieżnych z wirnikami o dużych kątach wlotowych*, Prace Naukowe - Politechnika Radomska. Transport. 2003, nr 1, s. 445-450.

zaprezentowano wyniki badań, przeprowadzonych wspólnie z dr-em inż. Andrzejem Misiewiczem, reprezentującym firmą ENERGOM S.C.. Otrzymane wyniki były niezwykle interesujące. Otóż z malejącą wartością wyróżnika szybkobieżności rósł pozytywny wpływ dużych kątów wlotowych. Dla $n_q = 16$ (przy tej wartości wyróżnika szybkobieżności zakończono badania) otrzymano maksimum sprawności dla kąta wlotowego $\beta_1=70^\circ$, **któremu odpowiadał kąt natarcia $\delta=50^\circ$.**

Wnioski z przeprowadzonych obliczeń można sformułować następująco:

- W przypadku niskich wartości wyróżnika szybkobieżności można zauważyć, że maksimum sprawności hydraulicznej wirnika uzyskuje się dla bardzo dużych wartości kątów natarcia $\delta=(35\div 55)^\circ$, które skutkują wartościami kątów wlotowych łopatki $\beta_1 = (70\div 90)^\circ$, znacznie przekraczającymi wartości zalecane w literaturze. Takie wyniki są jednak zgodne z wnioskami zaprezentowanymi w [a,b], gdzie badania prowadzono tylko do wartości minimalnej wyróżnika szybkobieżności $n_q = 16$.
- Nie jest zaskoczeniem, że wirnik o dużej liczbie łopatek jest w stanie przekazać więcej energii do cieczy niż wirnik o niewielkiej liczbie kanałów międzyłopatkowych. Jednak wystąpienie maksimum sprawności przy pięciu łopatkach jest pewną niespodzianką. Aby wyjaśnić zaistniały fakt należy zauważyć, że zmniejszając liczbę łopatek, zwiększa się jednocześnie pola przekrojów wlotowych kanałów międzyłopatkowych

(ich promienie hydrauliczne rosną), w związku z czym maleją równocześnie straty hydrauliczne związane z przepływem cieczy przez wirnik. W tym przypadku wirnik pięćłopatkowy jest optymalnym kompromisem pomiędzy zdolnością wirnika do przekazywania energii a stratami hydraulicznymi, powstającymi w wirniku.

- Zacieśnienie szerokości wirnika w przekroju wlotowym do wartości szerokości w przekroju wylotowym ($b_1=b_2$) powoduje, że uzyskuje się poprawę pracy wirnika i wzrost sprawności. Takie zachowanie wirnika potwierdzają niepublikowane wyniki badań, przeprowadzone wspólnie z firmą ENERGOM S.C..

W publikacji [H.3] *Wpływ parametrów geometrycznych wirnika otworowego na proces przekazywania energii*, wykonano analizę powiązań pomiędzy cechami geometrycznymi wirnika otworowego oraz jego parametrami pracy w zakresie skrajnie niskiej szybkoobrotowości ($n_q < 10$) i relatywnie niskiej wydajności ($Q < 10 \text{ m}^3/\text{h}$). Bazując na zweryfikowanej procedurze modelowania numerycznego, przedstawionej w [H.1], wykonano badanie wpływu następujących cech geometrycznych wirnika otworowego na parametry jego pracy:

- kąt pochylenia kanałów γ ,
- liczba kanałów z .

Tak niewielka liczba parametrów geometrycznych wynika z faktu, iż wirnik otworowy jest niezwykle prostym obiektem technicznym, w którym powyższe parametry w pełni opisują jego konstrukcję.

Wnioski z obliczeń można sformułować następująco:

- Najistotniejszym parametrem wirników otworowych jest kąt pochylenia kanału wirnika γ , który ma istotny wpływ na kąt wlotowy β_1 i wylotowy kanału β_2 . Można zauważyć że zmiana kąta γ istotnie wpływa na zmianę wartości kąta wlotowego kanału β_1 , natomiast wpływ na kąt wylotowy β_2 jest nieznaczny. Analizując wyniki obliczeń można zauważyć, że maksimum sprawności hydraulicznej wirnika występuje przy wartości kąta wlotowego $\beta_1 = 40^\circ$ ($\gamma = 50^\circ$). Maksimum sprawności występuje przy relatywnie wysokim kącie wlotowym, co nie jest zaskoczeniem i potwierdza wyniki badań zaprezentowane w [a,b].

- Możemy zauważyć że zwiększając liczbę kanałów przepływowych sprawność hydrauliczna nieco maleje. Ma to swoje uzasadnienie, gdyż ze wzrostem liczby kanałów maleje ich średnica, co powoduje wzrost strat liniowych w kanale. Mniejsza średnica kanału powoduje również wzrost strat miejscowych przy wejściu cieczy w obręb kanału przepływowego. Z drugiej jednak strony większa liczba kanałów przepływowych powoduje bardziej równomierne pole prędkości w elemencie odprowadzenia cieczy z wirnika.

Publikacja [H.3] zamyka część pierwszą tematu. W części drugiej prace zostały skoncentrowane na poszukiwaniu niestandardowych metod zwiększenia sprawności procesu przekazywania cieczy w wirnikach pomp wirowych. Wynikiem prac są cztery przyznane patenty:

- **Wirnik rurowy**, Patent nr 212505, 2012,
- **Wirnik z mikrołopatkami wewnętrznymi**, Patent nr 210647, 2012,
- **Wirnik z mikrołopatkami zewnętrznymi**, Patent nr 210332, 2012,
- **Wirnik z rowkami deflekcyjnymi**, Patent nr 210929, 2012,

Po wstępnych badaniach, z powyższych rozwiązań dwa pierwsze wydają się niezwykle interesujące do aplikacji w zakresie skrajnie niskich wyróżników szybkobieżności, a mianowicie: wirnik rurowy oraz mikrołopatki wewnętrzne. Ze względu na fakt, że mikrołopatki wewnętrzne okazały się pomysłem bardzo obiecującym w szerokim zakresie wyróżników szybkobieżności, ta idea zostanie rozwinięta w osobnym opracowaniu. W dalszej części prac skoncentrowano się wyłącznie na idei wirnika rurowego.

Wirniki rurowe (nazwa zaproponowana przez autora) [H.4] stanowią rozwinięcie koncepcji wirników otworowych, stosowanych w pompach wirowych o wyróżniku szybkobieżności ($n_q < 10$). Z punktu widzenia przepływu cieczy przez kanały wirnika, obie konstrukcje - wirnik rurowy i otworowy - są identyczne. Zasadnicza różnica w działaniu wynika z faktu występowania odmiennych zjawisk przy zewnętrznym opływie obu konstrukcji. W przypadku wirnika otworowego, zewnętrznemu opływowi towarzyszy tarcie tarcz wirujących wirnika i cieczy, co prowadzi do powstania strat mocy, proporcjonalnych do piątej potęgi średnicy zewnętrznej wirnika i trzeciej potęgi prędkości kątowej (d^5 i ω^3). W przypadku wirników rurowych, zewnętrzny opływ rurek generuje powstanie siły oporu, której wartość teoretycznie można opisać zależnością:



$$P_x = C_x \frac{\rho u^2}{2} A \quad (1)$$

Wartość rzeczywistej siły oporu będzie inna niż wynika ze wzoru (1), ze względu na wzajemną interakcję poszczególnych rurek, mającą wpływ na profil prędkości cieczy opływającej kanały wirnika. Wydaje się jednak, że część mocy niezbędnej na pokonanie siły oporu przy danej prędkości obrotowej spowoduje zwiększenie krążenia prędkości cieczy wewnątrz pompy, a tym samym wzrost całkowitej wysokości podnoszenia. Wstępne badania doświadczalne pokazały, że wirnik rurowy generuje o 30% większą wysokość podnoszenia w porównaniu do wirnika otworowego o identycznych wymiarach kanałów przepływowych, przy porównywalnym poziomie sprawności. W przypadku projektowania wirnika rurowego na parametry pracy odpowiadające wirnikowi otworowemu (Q, H), taka nadwyżka wysokości podnoszenia daje pewne możliwości optymalizacji geometrii przepływowej wirnika rurowego.

Koleją zaletą wirników rurowych jest ich łatwość wykonania. Kanały przepływowe w postaci rurek mogą być dowolnie kształtowane, a następnie łączone z piastą wirnika dowolną technologią (np. gwint, spawanie, itp.).

W publikacji [H.6] *Numerical modelling of flow phenomena in a pump with a multi-piped impeller*, skoncentrowano się na poznaniu zjawisk przepływowych towarzyszących przepływowi cieczy przez pompę z wirnikiem rurowym. Jako główną metodę badawczą zastosowano numeryczną analizę przepływu z wykorzystaniem CFD. Jako że w wirniku rurowym bardzo istotne jest właściwe zamodelowanie przepływu przez kanały wewnętrzne jak i ich opływu, zaproponowano model uwzględniający oba aspekty pracy takiego wirnika.

Aby zweryfikować wyniki numeryczne, zaplanowano badania eksperymentalne. W tym celu zaprojektowano i zbudowano specjalistyczne stanowisko badawcze, opisane w publikacji. Głównym elementem stanowiska jest pompa modelowa, w której geometria podzespołów hydraulicznych była identyczna w porównaniu z modelem numerycznym. Ponadto aby zapewnić najwyższą możliwą zgodność geometrii modelu numerycznego i rzeczywistego wirnika, został on wykonany metodą wydruku 3D (SLS), bazując na tych samych modelach CAD co wirnik numeryczny. Dodatkowo, w celach porównawczych, wykonano technologią SLS wirnik otworowy, którego geometria wewnętrznych kanałów przepływowych była identyczna w porównaniu z wirnikiem rurowym.

Na podstawie obliczeń numerycznych i badań doświadczalnych można było sformułować następujące wnioski i spostrzeżenia:

1. W całym zakresie porównania, różnica pomiędzy wynikami badań eksperymentalnych i numerycznych dla wirnika rurowego nie przekracza 3%.
2. W optymalnym punkcie pracy różnica pomiędzy wynikami badań eksperymentalnych i numerycznych nie przekracza 0.5%.
3. Wirnik rurowy osiąga średnio o 30% większą wysokość podnoszenia od wirnika otworowego. Oznacza to, że jeżeli wewnętrzne kanały przepływowe obu wirników są identyczne, to nadwyżka wysokości podnoszenia wynika z opływu zewnętrznego rurek wirnika.
4. Przy wydajnościach większych niż $7.5 \text{ m}^3/\text{h}$ można zaobserwować nagłe załamanie charakterystyk przepływu. Jest to spowodowane najprawdopodobniej pojawieniem się zjawisk niestacjonarnych w postaci kawitacji, która nie była modelowana numerycznie. Jest to główna przyczyna większej rozbieżności wyników przy wydajnościach większych niż $5 \text{ m}^3/\text{h}$. Taki charakter przebiegu charakterystyki przepływu dla pomp o $n_q < 18$ potwierdzają liczne prace naukowe, cytowane w publikacji.
5. Moment sił hydrodynamicznych na powierzchniach wewnętrznych kanałów przepływowych (M_i) rośnie ze wzrostem wydajności pompowanej cieczy, co jest zjawiskiem normalnym, natomiast moment wynikający z opływu zewnętrznego kanałów wirnika (M_o) ma stałą wartość w całym przedziale wydajności. Takie wartości M_o również wydają się poprawne, gdyż wartość momentu wynika z wartości siły oporu hydrodynamicznego, która zależy od prędkości kątowej, stałej w całym zakresie wydajności. Można więc stwierdzić, że opływ zewnętrznych kanałów wirnika generuje stały przyrost wysokości podnoszenia, niezależny od wydajności pompowanej cieczy. Takie rozumowanie potwierdza porównanie charakterystyki przepływu wirnika rurowego i otworowego, gdzie można zaobserwować niemal równoległe przesunięcie charakterystyki wirnika rurowego w stosunku do otworowego.
6. Analizując graficzne wyniki obliczeń zamieszczone w publikacji można zauważyć, że rozkłady prędkości i ciśnień w kanałach przepływowych wirnika wyglądają jak najbardziej poprawnie. Nie widać obszarów silnych zawirowań oraz występowania innych zjawisk niestacjonarnych. Można zaobserwować obszary spadku ciśnienia na

wlocie do kanałów wirnika, co może skutkować dużą wartością depresji dynamicznej, a tym samym wysoką wartością NPSHr wirnika. Obserwując rozkłady prędkości na płaszczyźnie pomiędzy kanałami wirnika, można zaobserwować krążenie prędkości, co wydaje się być w głównej mierze mechanizmem przyrostu wysokości podnoszenia, wynikającego z opływu zewnętrznego kanałów wirnika.

Publikację [H.7] *Investigating the impact of multi-piped impellers design on the efficiency of rotodynamic pumps operating at ultra-low specific speed*, poświęcono badaniom, mającym na celu określić jaki jest wpływ cech geometrycznych wirnika rurowego na sprawność procesu pompowania. Aby ocenić wpływ kluczowych parametrów wirnika rurowego na parametry jego pracy oraz sprawność procesu przekazywania energii do cieczy, przeprowadzono badania z wykorzystaniem numerycznych symulacji przepływu CFD oraz zweryfikowanego modelu numerycznego, zaprezentowanego w [H.6]. W pracy skoncentrowano się na następujących parametrach:

- liczba kanałów przepływowych z ,
- średnica zewnętrzna d_2 ,
- profil zewnętrzny kanałów (rurek),
- kąt wlotowy β_1 .
- kąt wylotowy β_2 .
- kompilacja powyższych parametrów.

W celu weryfikacji wyników obliczeń numerycznych, wybrane modele wirników zostały wykonane metodą wydruku 3D (Selective Laser Sintering) oraz przebadane na stanowisku pomiarowym, zaprezentowanym w [6]. Do badań wybrano następujące modele:

- **Wariant 1** - wirnik prosty 4 kanałowy o zmniejszonej średnicy zewnętrznej $d_2=130$ mm – średnicę d_2 wyznaczono zgodnie z formułą wyprowadzoną i zaprezentowaną w artykule tak ,aby uzyskać wysokość podnoszenia o 30% mniejszą, odpowiadającą wirnikowi otworowemu,
- **Wariant 2** - wirnik prosty 4 kanałowy $d_2=150$ mm,
- **Wariant 3** - wirnik zracjonalizowany o profilu zewnętrznym koła,
- **Wariant 4** - wirnik zracjonalizowany o profilu zewnętrznym elipsy,
- **D_I** - wirnik otworowy o kształcie kanałów przepływowych odpowiadających bazowemu wirnikowi rurowemu.

Na podstawie obliczeń numerycznych i badań doświadczalnych można było sformułować następujące wnioski i spostrzeżenia:

1. Wirnik rurowy generuje o 30% większą wysokość podnoszenia niż wirnik otworowy o identycznym kształcie wewnętrznych kanałów przepływowych przy porównywalnej sprawności.
2. W przypadku wirnika rurowego, punkt optymalny na charakterystyce przepływu, odpowiadający najwyższej osiąganey sprawności jest przesunięty w prawo w porównaniu do wirnika otworowego.
3. Wirnik rurowy o średnicy zewnętrznej $d_2=130$ mm (Wariant 1) oszacowanej wg zaproponowanej formuły tak aby uzyskać wysokość podnoszenia zbliżoną do wirnika otworowego, uzyskał oczekiwaną wysokość podnoszenia przy nieco wyższej sprawności. Daje to możliwość budowania pomp o mniejszym wymiarze promieniowym (mniejsza d_2) w porównaniu do wirników otworowych i łopatkowych.
4. W przypadku wirników rurowych, zmniejszenie liczby kanałów do 4 (Wariant 2), praktycznie nie wpłynęło na charakterystykę przepływu. Jednak wirnik czterokanałowy charakteryzuje się nieco lepszą sprawnością, co potwierdzają wyniki obliczeń numerycznych i badań doświadczalnych.
5. Wirniki zracjonalizowane charakteryzują się najwyższym poziomem sprawności. Można wyraźnie zaobserwować, że kształt zewnętrzny opływającego kanału ma duży wpływ na wysokość podnoszenia. Kształt kołowy (Wariant 3) zapewnia wyższą wysokość podnoszenia niż profil eliptyczny (Wariant 4) przy porównywalnym poziomie sprawności. Potwierdza to wnioski z obliczeń numerycznych.
6. W przypadku wirnika zracjonalizowanego o profilu eliptycznym (Wariant 4), przyrost sprawności w stosunku do wirnika bazowego jest mniejszy niż oczekiwano po obliczeniach numerycznych. Przyczyny takiego stanu rzeczy mogą być następujące:
 - a. dokładność druku 3D, mająca wpływ na wielkość szczeliny uszczelniającej szyjkę wirnika, a tym samym na wartość sprawności wolumetrycznej,
 - b. występowanie zjawisk przepływowych o charakterze nie stacjonarnym, wynikających ze współpracy wirnika z elementem odprowadzenia, nie uwzględnionych w obliczeniach.
7. Pomimo iż uzyskiwane sprawności całkowite nie są wysokie i osiągają ok. 30%, to i tak są wyższe niż osiągają inne konstrukcje pomp wirowych, pracujące przy podobnych parametrach pracy, prezentowane w literaturze cytowanej w publikacji.

8. Optymalna liczba kanałów wynosi 4. Potwierdza to wcześniejsze badania prowadzone dla wirników otworowych [H.3].
9. Dla wirników rurowych, przy $Q=\text{const}$, wysokość podnoszenia zmienia się z wykładnikiem potęgi równym 2.6 stosunku średnic zewnętrznych.
10. Wygięcie kanałów przepływowych ma zdecydowanie korzystny wpływ na pracę pompy z wirnikiem rurowym. Optymalne wartości parametrów pracy osiągnięto dla kąta wlotowego $\beta_1=60^\circ$ co potwierdza wyniki prezentowane w [a,b]. Optymalne wartości kąta $\beta_2=30^\circ$, co potwierdza ogólne zalecenia doboru kąta wylotowego dla wirników łopatkowych, prezentowane w literaturze.
11. Kształt zewnętrzny kanałów przepływowych ma istotny wpływ na osiągnięte parametry pracy oraz sprawność. Wydaje się, że z użytkowego oraz technologicznego punktu widzenia największy sens ma stosowanie profili eliptycznych oraz kołowych. Profil eliptyczny zapewnia nieco niższą wysokość podnoszenia w porównaniu do profilu kołowego. przy porównywalnym poziomie sprawności.
12. Wydaje się, że dalsze kierunki prac mających na celu zwiększanie sprawności pomp wirowych z wirnikami rurowymi powinny być skoncentrowane na współpracy wirnika z elementem odprowadzenia cieczy (doboru typu i konstrukcji).

W publikacji [H.8] *Investigating the impact of drilled impellers design of rotodynamic pumps on the efficiency of the energy transfer process*, powrócono do idei wirnika otworowego. Jako, że jest to publikacja o zasięgu międzynarodowym, powtórzono w niej konkluzje z pozycji [H.1,H.3] aby poddać je ocenie szerszej grupy czytelników oraz dogłębnie rozwinęto i przebadano koncepcję wirnika otworowego, w którym każdy kanał przepływowy został wyposażony w dodatkowe kanały (otwory) boczne. Takie rozwiązanie powinno wyrównać rozkład prędkości w elemencie odprowadzenia pompy, a tym samym wpłynąć na wzrost sprawności. W głównej mierze skoncentrowano się na przetestowaniu celowości stosowania dodatkowych otworów bocznych.

Aby określić wpływ otworów bocznych na parametry pracy wirnika oraz aby znaleźć optymalny zestaw cech geometrycznych takich otworów, przeprowadzono badania numeryczne. Jako główną metodę badawczą zastosowano numeryczną analizę przepływu CFD. Pod uwagę wzięto następujące parametry:

- średnica kanału głównego d_m ;

- ilość dodatkowych kanałów bocznych z_a ;
- średnica dodatkowych kanałów bocznych d_a ;
- kąt pochylenia kanałów bocznych γ_1 .

Aby potwierdzić wyniki numeryczne, wykonano badania doświadczalne, gdzie wirnik otworowy z kanałami bocznymi został wykonany metodą wydruku 3D i przebadany na stanowisku badawczym, przedstawionym w [H.6].

Na podstawie obliczeń numerycznych i badań doświadczalnych można było sformułować następujące wnioski i spostrzeżenia:

1. Jest celowe stosowanie otworów bocznych. Wirnik z otworami bocznymi w stosunku do wirnika bez takich elementów – dla $Q = 5 \text{ m}^3/\text{h}$ – osiągnął wysokość podnoszenia H wyższą o 4m (wzrost o 22%) oraz sprawnością η wyższą o 4% (wzrost o 15%).
2. Model numeryczny w całym zakresie badanej wydajności, charakteryzuje się rozbieżnością wyników w stosunku do rezultatów badań eksperymentalnych:
 - a. dla charakterystyki $H=f(Q)$ mniejszą niż 1%, co jest wynikiem znacznie korzystniejszym, niż prezentowane w literaturze,
 - b. dla charakterystyki $\eta=f(Q)$ mniejszą niż 3%.
3. Osiągnięta dokładność wyników numerycznych potwierdza poprawność przyjętej procedury modelowania przepływu przez wirnik otworowy.
4. Zweryfikowany model numeryczny może być wiarygodnym narzędziem badawczym.
5. Średnica kanałów głównych d_m powinna być większa (ok. 20%), niż przyjmowana dla wirnika bez otworów bocznych.
6. Ilość kanałów bocznych nie powinna być zbyt duża. W badanym przypadku optimum sprawności osiągnięto dla $z_a=3$. Dalsze zwiększanie liczby kanałów bocznych spowodowało znaczny spadek sprawności.
7. Średnica kanałów bocznych d_a powinna być mniejsza od średnicy kanałów głównych d_m o około 20%. W ramach projektu sprawdzono również wpływ zmiennej średnicy otworów bocznych (każdy kanał boczny posiadał inną średnicę), jednak stopniowanie średnic miało tak mały wpływ na sprawność, że nie zamieszczono w pracy wyników tego badania.

8. Kąt pochylenia kanałów bocznych γ_a powinien być relatywnie mały, gdyż skutkuje to obniżeniem relatywnie dużych kątów wlotowych β_{a1} oraz wylotowych β_{a2} kanałów bocznych, a tym samym wzrostem sprawności.
9. Wydaje się, że optymalnym rozwiązaniem jest umieszczenie kanałów bocznych po stronie biernej kanałów głównych, co skutkuje znacznym wzrostem sprawności. Pomimo iż wynik uzyskano stosując zweryfikowany model numeryczny, takie rozwiązanie wymaga potwierdzenia na drodze doświadczalnej. Wydaje się celowe, aby powtórzyć pełne badanie wpływu cech geometrycznych otworów bocznych, umieszczonych po stronie biernej na sprawność procesu pompowania.

W publikacji [H.9] *The cavitation behaviour of the rotodynamic pumps, designed in non-standard way, operating in range of ultra-low specific speed*, skoncentrowano się na przebadaniu własności kawitacyjnych charakterystycznych wirników, będących obiektami badań w powyższych publikacjach. Pod uwagę wzięto następujące wirniki:

1. Wirnik otworowy z otworami bocznymi,
2. Wirnik rurowy (5 kanałów),
3. Wirnik rurowy (4 kanały o zmniejszonej średnicy zewnętrznej),
4. Wirnik rurowy o wygiętych łopatkach i elipsoidalnym profilu zewnętrznym.

Dodatkowo dla każdego wirnika, zamieszczono rozkład ciśnienia statycznego, uzyskane metodami numerycznymi. Na podstawie wykonanych pomiarów oraz obliczeń można było sformułować następujące spostrzeżenia:

1. Wszystkie przebadane wirniki charakteryzują się znacznie wyższą wartością NPSHr niż klasyczne wirniki łopatkowe.
2. Spośród przebadanych wirników najlepszym okazał się wirnik 4.
3. W przypadku wirnika 1, zaobserwowano dodatkowy spadek ciśnienia na wlocie do otworów bocznych. Może to być przyczyną osiągnięcia najwyższej wartości NPSHr przez ten wirnik.
4. Wirniki 3 i 4 (oba posiadają cztery kanały) osiągnęły lepszy wynik niż wirnik 2. Potwierdza to założenie, że wirniki z mniejszą liczbą kanałów, charakteryzują się większym polem przekroju wlotowego, a tym samym pracują lepiej zarówno z punktu widzenia energetycznego jak i kawitacyjnego.

5. Wirnik 4 osiągnął lepszy wynik niż wirnik 3. Prawdopodobnie w wirniku 4 zastosowano optymalną wartość kąta wlotowego z punktu widzenia własności kawitacyjnych.

Z cyklu publikacji wynikają następujące wnioski ogólne:

- Klasyczne wirniki łopatkowe można zaprojektować tak, aby w zakresie wyróżników szybkobieżności $n_q < 10$ pracowały z wyższą sprawnością niż powszechnie oczekiwana.
- Wirniki otworowe stanowią interesującą alternatywę dla wirników łopatkowych w zakresie bardzo niskich wyróżników szybkobieżności. Zastosowanie odpowiednio dobranych cech konstrukcyjnych takich wirników, w tym odpowiednio zaprojektowanych kanałów bocznych, pozwala uzyskać relatywnie wysokie wartości sprawności.
- Niezwykle obiecującym rozwiązaniem konstrukcji wirnika pompy w zakresie niskich wyróżników szybkobieżności jest wirnik rurowy. Taki wirnik charakteryzuje się niezwykle prostą konstrukcją oraz – przy odpowiednio dobranych cechach konstrukcyjnych – również wysoką sprawnością. Unikalne właściwości takiego wirnika sprawiają, że można dzięki niemu budować pompy o znacznie mniejszym wymiarze promieniowym. Ponadto ograniczenie naprężeń stycznych, występujących przy opływie zewnętrznym wirnika sprawia, że może to być konstrukcja przełomowa z punktu widzenia budowy pomp do krwi (sztucznego serca).
- Wirniki otworowe jak i rurowe charakteryzują się znacznie większymi wartościami NPSHr w porównaniu do wirników łopatkowych.
- Mikrołopatki wewnętrzne [H.5] stanowią niezwykle obiecujące rozwiązanie, mogące podnieść sprawność pomp odśrodkowych, pracujących w szerokim zakresie szybkobieżności. Wstępne badania doświadczalne pokazały, że wirnik z mikrołopatkami wewnętrznymi uzyskał o 3% wyższą sprawność niż wirnik o identycznej geometrii ale bez mikrołopatek. Ze względu na fakt, że zaproponowane rozwiązanie sprawdza się w szerokim zakresie parametrów pracy, postanowiono kontynuować prace w ramach osobnego projektu.
- Przedstawione zagadnienia nie wyczerpują tematyki badań. Problemami do dalszych dociekań pozostają między innymi optymalizacja konstrukcji elementu odprowadzenia cieczy z wirnika i jego perfekcyjne dopasowanie do konkretnego typu wirnika.

V. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych

Zakres tematyczny mojej działalności naukowo-badawczej po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych jest bardzo szeroki, jednak dla wszystkich dziedzin można zdefiniować „wspólny mianownik”, jakim jest wykorzystanie metod numerycznych w zakresie ciała stałego i przepływów płynu jako „wirtualnego laboratorium” do wszechstronnego badania i testowania elementów maszyn i urządzeń. Z pośród obszarów mojej aktywności naukowej można wyróżnić:

1. **Pompy wirowe – konstrukcja i eksploatacja.** W ramach prowadzonych prac badawczych zajmowałem się głównie trzema zagadnieniami:
 - 1.1. Badania nad wpływem kątów wlotowych wirnika pompy odśrodkowej na sprawność i parametry pracy pompy w szerokim zakresie szybkobieżności. Badania były prowadzone wspólnie z dr inż. Andrzejem Misiewiczem z firmy ENERGOM s.c. Uzyskane wyniki były zaskakujące, a mianowicie z obniżaniem szybkobieżności, rósł pozytywny wpływ dużych kątów wlotowych. Dla wirnika o wartości minimalnej wyróżnika szybkobieżności uwzględnionej w badaniach $n_q = 16$, uzyskano maksimum sprawności dla kąta wlotowego $\beta_1=70^\circ$, **któremu odpowiadał kąt natarcia $\delta=50^\circ$** . Ponadto charakterystyki kawitacyjne takich wirników charakteryzowały się występowaniem podwójnego kolana. Wyniki badań można znaleźć w pozycjach [12, 24, 25, 30] - załącznik 5.
 - 1.2. Badania nad wpływem poszczególnych cech konstrukcyjnych wirników pomp diagonalnych na sprawność i parametry pracy pompy. We współpracy z Powen – Wafapomp S.A. uczestniczyłem w trzech dużych projektach dotyczących modernizacji i optymalizacji konstrukcji elementów przepływowych dużych pomp diagonalnych (projekty opisane w załączniku 4). Wnioski o charakterze ogólnym nie ujawniające danych poufnych firmy oraz zalecenia konstrukcyjne zostały opublikowane jako rozdział w książce [6] - załącznik 5.
 - 1.3. Badania związane z konstrukcją wirników pomp wirowych w zakresie ultra małych wyróżników szybkobieżności, będące podstawą oceny przedstawionego postępowania habilitacyjnego.
2. **Armatura przemysłowa – konstrukcja i eksploatacja.** W ramach wspomnianej dziedziny zajmowałem się pracami badawczo-rozwojowymi, dotyczącymi zaworów



odcinających, regulacyjnych i bezpieczeństwa. Prace polegały głównie na wykonaniu analiz przepływowych i na podstawie ich wyników udoskonaleniu części przepływowej zaworu. Aby móc weryfikować wyniki obliczeń i przeprowadzać kompleksowe badania zaworów, utworzono unikalne w skali kraju laboratorium badawcze Uszczelnień i Armatury, którego jestem kierownikiem. Laboratorium umożliwia badania charakterystyk przepływowych, szczelności, trwałości elementów zaworów w różnych temperaturach: od $+200^{\circ}\text{C}$ do -60°C . Wyniki z prowadzonych prac można znaleźć w następujących publikacjach [14, 15, 40, 41, 45] - załącznik 5.

3. **Technika uszczelniania.** W ramach wspomnianej dziedziny zajmowałem się głównie konstrukcją uszczelnień i węzłów uszczelniających wałów w ruchu obrotowym, które mogłyby być wykorzystane w maszynach przepływowych, jakimi są pompy. Do ciekawszych projektów należy optymalizacja konstrukcji oczyszczacza dławnicy uszczelnienia mechanicznego, który w sposób samoistny (bez zewnętrznego przepłukiwania) usuwa cząstki stałe z dławnicy, zabezpieczając tym samym uszczelnienie mechaniczne. Publikacje z tego obszaru aktywności to pozycje [22, 23, 39, 44, 52] - załącznik 5.
4. **Technologie kriogeniczne.** W ramach wspomnianej dziedziny miałem możliwość wsiąść udział w najbardziej innowacyjnych projektach na świecie, jakimi bez wątpienia są: XFEL czy ITER (projekty opisane w załączniku 4). Wypracowałem swoje kompetencje w zakresie termo-mechanicznych obliczeń i konstrukcji urządzeń niskotemperaturowych, w tym tak zaawansowanych technicznie jak: wielokanałowe linie przesyłowe ciekłego helu czy mobilne zbiorniki kriogeniczne z izolacją próżniową. Obliczenia, modele oraz wyniki moich analiz były oceniane przez TUV Niemcy oraz DNV Norwegia i otrzymały pozytywne certyfikacje. Publikacje z tego obszaru aktywności to pozycje [5, 13, 37, 42, 43, 50] - załącznik 5.

Janusz Skrzypan