



CIEPLNE MASZYNY PRZEPŁYWOWE

TURBOMACHINERY

139
2011

POLITECHNIKA ŁÓDZKA
TECHNICAL UNIVERSITY OF ŁÓDŹ
ZESZYTY NAUKOWE Nr 1096
INSTYTUT MASZYN PRZEPŁYWOWYCH
INSTITUTE OF TURBOMACHINERY

CIEPLNE MASZYNY
PRZEPŁYWOWE
TURBOMACHINERY

No. 139

ŁÓDŹ 2011

CIEPLNE MASZYNY PRZEPŁYWOWE TURBOMACHINERY

**Instytut Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej
Institute of Turbomachinery, Technical University of Łódź
ul. Wólczańska 219/223
93-005 Łódź POLAND
Tel. (48) 42 631 23 64 Fax (48) 42 636 13 83**

*Komitet REDAKCYJNY:
Editorial Committee:*

*prof. Tadeusz Chmielniak (Poland)
prof. Geneviève Comte-Bellot (France)
prof. Zbyszko Kazimierski (Poland)
prof. Jan Kiciński (Poland)
prof. Jan Krysiński (Poland)
prof. Janusz Lewandowski (Poland)
prof. Zdzisław Orzechowski (Poland)
prof. Władysław Kryłłowicz (Poland)
prof. Dorota Kozanecka (Poland)*

*Wydawcy:
Editors:*

*Jan Krysiński
e-mail: krysinski@p.lodz.pl
Dorota Kozanecka
e-mail: dkozan@p.lodz.pl*

ISSN 0137 - 2661

SPIS TREŚCI – CONTENTS

Od Redakcji Letter from Editors	5
BŁASZCZYK A., JASKUŁA J. – Koncepcja optymalizacji parametrów geometrycznych stopnia środkowego wielostopniowej pompy odśrodkowej Optimization of Proficiency of Degree of Middle Multistage Radial Pump.....	7
KRYŁŁOWICZ W., PALIŃSKI M. – Podstawy techniczno-ekonomiczne modernizacji sprężarek Technological and Economic Aspects of Modernization of Compressors	15
KUCZKOWSKI M., KRYŁŁOWICZ W. – Uwarunkowania technologiczne modernizacji wolnoobrotowych dmuchaw promieniowych Conditions of Technological Modernization of the Low-Speed Radial Blower	21
WAJMAN T. – Model teoretyczny pompy kapilarnej typu CPL Theoretical model of a Capillary Pumped Loop	29
WAJMAN T. – System chłodzenia z pompą kapilarną typu CPL Cooling System with a Capillary Pumped Loop	45
WALCZAK J, GRZELCZAK M. – Basic in the Design of Radial Rotors of Compression Stages Podstawy projektowania wirników promieniowych stopni sprężających	57

WERNER A. – Looking for an Energy Saving Blower Control System	
W poszukiwaniu sposobu sterowania dmuchawą pod kątem zmniejszenia zapotrzebowania energii	69
ZIELIŃSKI A. – Wybrane wskaźniki jakości projektu hydrauliki wirnika pompy	
Selected Quality Indices of the Pump Rotor Hydraulic Design	79
ZIMOŃ M., KARCZEWSKI M. – Introduction to Numerical Grid Generation for Fluid Flow Problems	
Wprowadzenie do problematyki numerycznej generacji siatek obliczeniowych dla symulacji przepływów	87

OD REDAKCJI

Nowy, 139 numer czasopisma naukowego

Ciepne Maszyny Przepływowe – Turbomachinery

zawiera artykuły, które, w większości, prezentują bardzo istotne problemy eksploatacyjne w odniesieniu do maszyn przepływowych, takich jak pompy, sprężarki i dmuchawy.

W pierwszym artykule Autorzy A. Błaszczyk i J. Jaskuła analizują problem doskonalenia metod projektowania i wykorzystania nowoczesnych technologii wytwarzania w celu zwiększenia sprawności obecnie eksploatowanych pomp, który jest bardzo ważnym i aktualnym problemem w przemyśle.

W następnym artykule W. Kryłłowicz i M. Paliński przedstawiają uwarunkowania techniczno-ekonomiczne przeprowadzania modernizacji typu revamp sprężarek i dmuchaw przepływowych. W pracy wykazano, że modernizacje tego typu mają silne podstawy ekonomiczne ze względu na eliminację nakładów inwestycyjnych związanych ze zmianami w infrastrukturze hali sprężarek oraz skróceniem czasu postoju instalacji. Zwrócona została także uwaga na pewne ograniczenia i zagrożenia.

Drugi artykuł W. Kryłłowicza i M. Kuczkowskiego prezentuje uwarunkowania technologiczne modernizacji wolnoobrotowych dmuchaw promieniowych. Omówiono metodykę modernizacji oraz problemy związane ze zmianą technologii wykonania kół wirnikowych, przedstawiono także wyniki pomiarów charakterystyki dmuchawy po przeprowadzonej modernizacji.

Uwagze Czytelników polecamy także dwa artykuły T. Wajmana dotyczące nowych rozwiązań systemów chłodzenia, w których szczególne

miejsce zajmują pompy kapilarne. W pierwszym z nich Autor przedstawia model teoretyczny cylindrycznej pompy kapilarnej typu CPL, który zawiera opis wszystkich elementów pompy i kluczowych zjawisk fizycznych związanych z ich działaniem. Zaprezentowano także wybrane wyniki weryfikacji symulacji z wynikami pomiarów efektów chłodzenia za pomocą pompy kapilarnej. Drugi artykuł prezentuje prototypowy układ kontroli systemu chłodzenia elementów elektronicznych z pompą kapilarną, który pozwala na aktywne sterowanie zmianami mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym.

Poszukiwanie sposobu sterowania dmuchawą pod kątem minimalizowania zapotrzebowania na energię jest przedmiotem pracy autorstwa A. Wernera. Przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych i przedyskutowano dwie koncepcje systemu sterowania.

W artykule autorstwa Janusza Walczaka i Mateusza Grzelczaka z Politechniki Poznańskiej przedstawiono podstawy projektowania wirników promieniowych stopni sprężających. Zawarto w nim usystematyzowane podstawowe zależności teoretyczne, które są niezbędne dla projektanta.

A. Zieliński z Politechniki Wrocławskiej przedstawia w swoim artykule przykłady wykorzystania wybranych wskaźników jakości do projektowania hydrauliki wirnika pompy. Wskaźniki te odwołują się do dwuwymiarowego modelu przepływu i pozwalają uzyskać konstrukcję o wyższej sprawności, a więc bardziej oszczędną pod względem energetycznym.

Procedury numerycznej generacji siatek obliczeniowych dla potrzeb symulacji przepływów, a więc zadań, w których zastosowanie ma równanie Navier-Stokesa są przedmiotem artykułu Małgorzaty Zimoń i Macieja Karczewskiego. Autorzy prezentują metodykę tworzenia siatek w krzywoliniowym układzie współrzędnych.

Komitety Redakcyjne

Andrzej BŁASZCZYK, Jarosław JASKUŁA
Politechnika Łódzka
Instytut Maszyn Przepływowych
akblaszc@p.lodz.pl, jarekjaskula@gmail.com

KONCEPCJA OPTYMALIZACJI PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH STOPNIA ŚRODKOWEGO WIELOSTOPNIOWEJ POMPY ODŚRODKOWEJ

Streszczenie: Ocenia się, że sprawności obecnie eksploatowanych i produkowanych pomp można zwiększyć o 5%, a w niektórych przypadkach o około 10%. Wymaga to jednak dalszego doskonalenia metod projektowania i korzystania z nowoczesnych technologii wytwarzania. W artykule przedstawiono propozycje sposobu zwiększania sprawności pomp odśrodkowych.

Słowa kluczowe: sprawność pomp odśrodkowych, metody projektowania, optymalizacja konstrukcji.

OPTIMIZATION IDEA FOR THE MIDDLE STAGE GEOMETRIC PARAMETERS OF THE MULTISTAGE CENTRIFUGAL PUMP

Abstract: It is estimated that efficiencies of currently operated and manufactured pumps can be increased by 5% and in some cases by up to 10%. However, this requires further improvement of design methods and application of modern manufacturing technologies. Some proposals for the an efficiency increase of centrifugal pumps are presented.

Keywords: centrifugal pumps efficiency, design methods, design optimization.

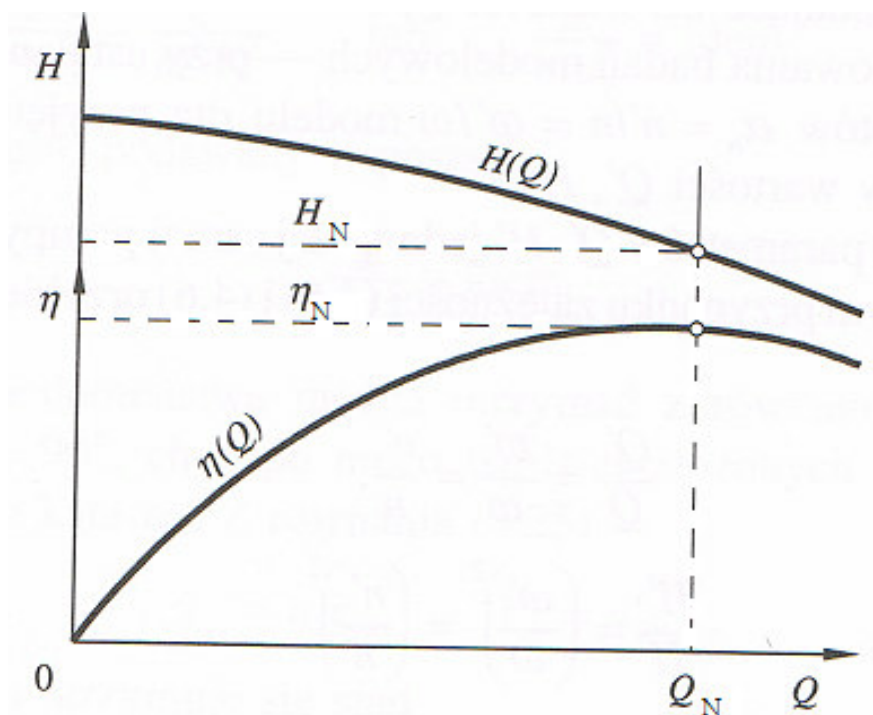
1. WSTĘP

Obecnie eksploatowane pompy w zdecydowanej większości to maszyny projektowane i produkowane w latach sześćdziesiątych ubiegłego wieku.

W związku z rozwojem techniki wytwarzania elementów powstały warunki do zwiększenia ich sprawności. Szacuje się, że istnieją możliwości podniesienia sprawności pomp w granicach 5-10%, co przy obecnym zużyciu energii elektrycznej na napędy pomp około 30% wytwarzanej energii dałoby dużo oszczędności. Wymaga to jednak również dalszego doskonalenia metod projektowania układów hydraulicznych pomp.

2. METODY PROJEKTOWANIA POMP

W literaturze [1], [2], [3] publikowanych jest wiele sposobów obliczania parametrów geometrycznych kanałów hydraulicznych pomp. W zdecydowanej większości pompy projektowane są na tzw. punkt znamionowy. Wówczas danymi wejściowymi do projektowania są parametry punktu znamionowego H_N , Q_N oraz sprawności $\eta = \eta_N$ (Rys. 1).



Rys. 1. Charakterystyki pompy $H(Q)$ i $\eta(Q)$

Fig. 1. Characteristics of the pumps $H(Q)$ i $\eta(Q)$

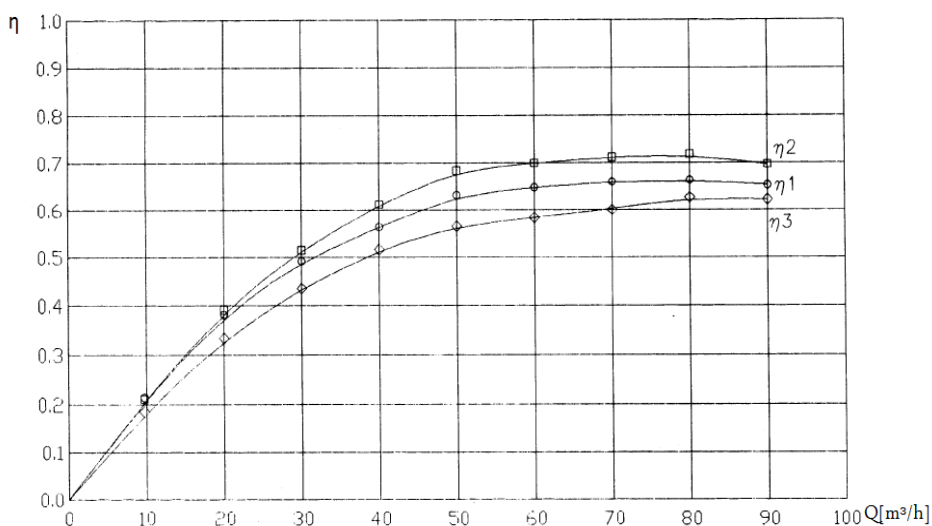
Algorytmy tych metod zawierają formuły empiryczne określające wielkości strat hydraulicznych w projektowanych kanałach. Niepublikowany jest jednak wpływ parametrów geometrycznych kanałów hydraulicznych pomp na wartość współczynników strat. Straty hydrauliczne w kanałach hydraulicznych decydują o sprawności pompy. Poziomym odniesienia dla zakładanych sprawności projektowanych pomp są sprawności już zrealizowanych maszyn. Formuły empiryczne pozwalają określić sprawności na podstawie danych wyjściowych do projektowania pomp H_N , Q_N . Fakt ten uniemożliwia poszukiwanie rozwiązań konstrukcji pomp, które mogłyby realizować większe sprawności niż podane w literaturze. W rozdziale 3 podano założenia do projektowania, które umożliwią

obliczenie parametrów geometrycznych układów przepływowych pomp o większych sprawnościach niż zalecane w literaturze.

3. KONCEPCJA NOWEJ METODY PROJEKTOWANIA STOPNI ŚRODKOWYCH WIELOSTOPNIOWYCH POMP

3.1. Uwagi ogólne

W metodach projektowania pomp publikowanych w dostępnej literaturze zakłada się, że sprawności każdego stopnia pompy wielostopniowej są takie same jak sprawność całej pompy. Badania doświadczalne wariantów trzystopniowej pompy w Laboratorium Maszyn Wodnych Instytutu Maszyn Przepływowych PŁ obejmujące pomiary parametrów lokalnych ciśnień i prędkości oraz wymaganych wielkości do określenia charakterystyk przepływowych $H(Q)$ oraz poszczególnych stopni $H_i(Q)$ wykazały, że sprawności stopni są różne (Rys. 2), [5].



Rys. 2. Sprawności stopni, η_1 sprawność stopnia pierwszego η_2 sprawność stopnia drugiego η_3 sprawność stopnia trzeciego

Fig. 2. Stages efficiency, η_1 efficiency of the first stage, η_2 efficiency of the second stage, η_3 efficiency of the third stage

Potwierdzeniem tych wyników obliczeń i badań było to, że wykonane na podstawie badań trzystopniowych wersji pompy o większej ilości stopni realizowały większe sprawności niż wynikało to z obliczeń η dla trzystopniowej pompy. Wartości całkowitej sprawności tych pomp odpowiadały sprawności określonej z zależności:

$$\eta_p = \frac{\eta_1 + \sum_{i=2}^{i=n-1} \eta_i + \eta_k}{i} \quad (1)$$

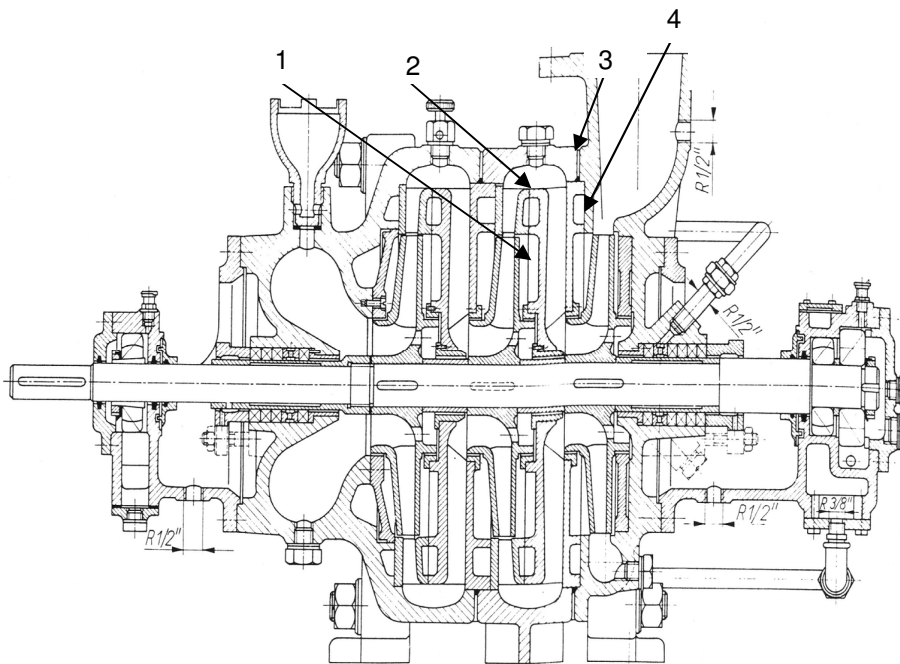
gdzie:

η_1 – sprawność stopnia pierwszego,

η_i – sprawność stopnia środkowego,

η_k – sprawność stopnia ostatniego.

Przyjęto, że przyczyną różnic sprawności są inne warunki zasilania i wypływu w stopniu środkowym niż wlotowym i wylotowym. W związku z tym, że zasilanie stopnia środkowego jest inne niż stopnia wlotowego oraz inne elementy znajdują się na wylocie ze stopnia niż w przypadku ostatniego stopnia, procedura projektowania każdego z tych stopni powinna być inna (Rys. 3). W obecnie stosowanych metodach wymienione różnice nie są uwzględniane.



Rys. 3. Przekrój poprzeczny pompy z zaznaczonymi kanałami hydraulicznymi stopnia środkowego: 1. wirnik, 2. kierownica odśrodkkowa, 3. przewał, 4. kierownica dośrodkkowa

Fig. 3. Pump cross- section with marked hydraulic channels of the middle stage:
1. impeller, 2. diffuser vanes, 3. return channel, 4. return vanes

Elementami układu przepływowego stopnia środkowego są: wirnik, kierownica odśrodkkowa, przewał, kierownica dośrodkkowa. Napływ czynnika na

wirnik jest z kierownicy dośrodkowej stopnia pierwszego. Najczęściej napływ czynnika na stopień wlotowy pompy wielostopniowej odśrodkowej jest przez komorę wlotową z promieniowym króćcem ssawnym. Ostatni stopień pompy wielostopniowej to najczęściej wirnik, ułopatkowana kierownica odśrodkowa, spirala lub kanał zbiorczy o stałym przekroju z promieniowym króćcem tłocznym.

3.2. Koncepcja metody projektowania stopni środkowych pomp wielostopniowych

W proponowanej metodzie danymi wejściowymi do obliczeń parametrów geometrycznych stopnia środkowego pompy wielostopniowej będą wartości wysokości znamionowej H_N oraz wydajności znamionowej Q_N (Rys. 1). Sprawność znamionową maksymalną z możliwych wyznaczać się będzie w procesie projektowania. Do tego celu w kolejnym etapie obliczeń wykorzystana zostanie jedna z metod optymalizacji [4] konstrukcji.

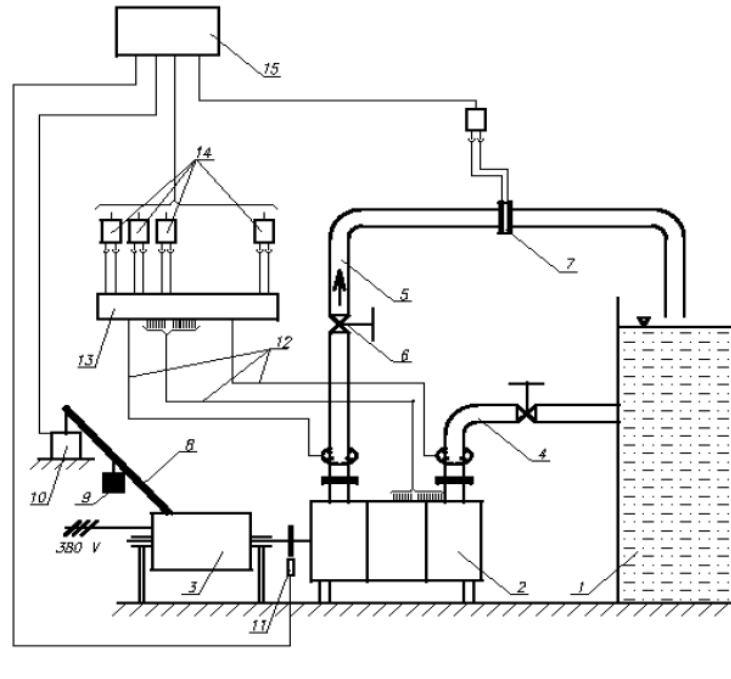
Przewidywane etapy projektowania obejmować więc będą:

- wyznaczenie głównych wymiarów hydraulicznych metodą opartą na jednowymiarowym modelu przepływu zawierającą nowe i udoskonalone związki empiryczne wiążące parametry konstrukcyjne z parametrami przepływowymi stopnia środkowego pompy,
- ocenę sprawności stopnia z wykorzystaniem:
 1. wyników obliczeń trójwymiarowych przepływów czynnika przez kanały hydrauliczne metodami numerycznymi mechaniki płynów,
 2. metod optymalizacji konstrukcji,
- określenie charakterystyk hydraulicznych stopnia i jego elementów składowych.

Opracowana metoda projektowania wymagać będzie weryfikacji doświadczalnej.

4. STOISKO BADAWCZE

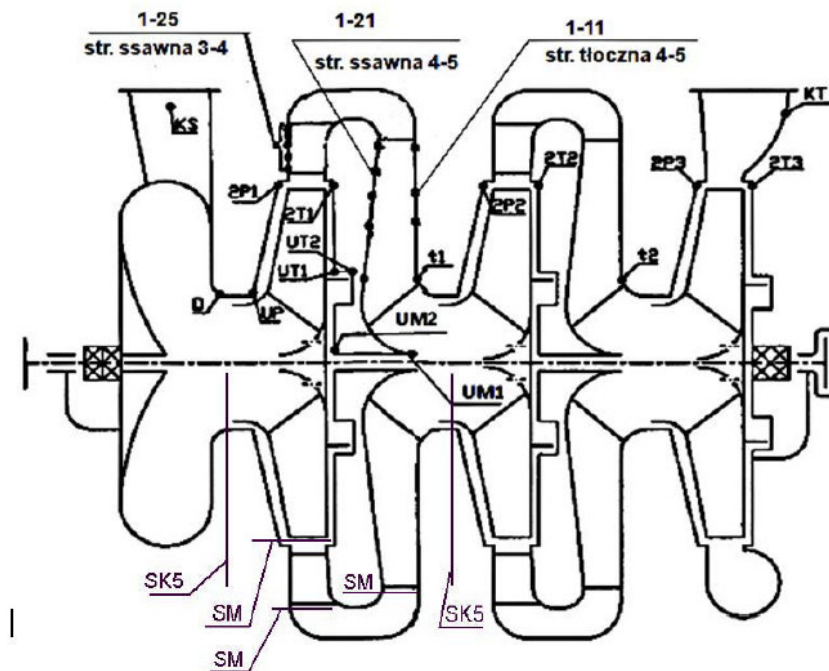
Zaproponowana w rozdziale 3 procedura projektowania stopnia środkowego pompy wymaga weryfikacji doświadczalnej. Realizacja badań wymagać będzie zmian w istniejącym stanowisku badawczym w Laboratorium Maszyn Wodnych Instytutu Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej (Rys. 4).



Rys. 4. Schemat stoiska pomiarowego: 1 – zbiornik, 2 – pompa, 3 – silnik, 4 – rurociąg ssawny, 5 – rurociąg tłoczny, 6 – zawór regulacyjny, 7 – przepływomierz, 8 – ramię silnika, 9 – obciążniki, 10 – przetwornik siły, 11 – czujnik obrotomierza, 12 – przewody sygnałów hydraulicznych, 13 – komutator sygnałów hydraulicznych, 14 – przetworniki różnicy ciśnień, 15 – komputerowy zestaw pomiarowy

Fig. 4. Scheme of the measuring department: 1 – container, 2 – pump, 3 – engine, 4 – suction pipeline, 5 – pressure pipeline, 6 – control valve, 7 – flowmeter, 8 – arm of the engine, 9 – weights, 10 – force transducer, 11 – sensor of the tachometer, 12 – hydraulic signal lines, 13 – commutator of hydraulic signals, 14 – transducer of pressure differences, 15 – computer measuring set

Adaptacja stoiska badawczego dotyczyć będzie układów pomiarowych umożliwiających pomiary parametrów hydraulicznych dla wyznaczenia charakterystyk przepływowych oraz parametrów lokalnych (ciśnień i prędkości) w wybranych punktach i powierzchniach kontrolnych stopnia środkowego pompy (Rys. 5).



Rys. 5. Schemat rozmieszczenia otworków do pomiaru ciśnienia statycznego na ściankach kanałów pompy i linii sondowania

Fig. 5. Scheme of positions of holes for the static pressure measurement on walls of pump channels and the lead-line

KS – punkt odbioru sygnału ciśnienia statycznego w króćcu ssawnym,
0 – rozmieszczenie 4 punktów na obwodzie do odbioru ciśnienia statycznego przed wlotem na wirnik I stopnia,
2P1, 2P2, 2P3 – punkty odbioru sygnału ciśnienia statycznego za wirnikami I, II i III stopnia po stronie tarczy przedniej,
2T1, 2T2, 2T3 – punkty odbioru sygnału ciśnienia statycznego za wirnikami I, II i III stopnia po stronie tarczy tylnej,
t1, t2 – punkty odbioru sygnału ciśnienia statycznego za I i II stopniem,
UP – punkt odbioru sygnału ciśnienia statycznego przed uszczelnieniem przednim wirnika,
UT1, UT2 – punkty pomiaru spadku ciśnienia statycznego w uszczelnieniu tylnym wirnika,
UM1, UM2 – punkty pomiaru spadku ciśnienia statycznego w uszczelnieniu międzystopniowym,

1 do 25 – punkty odbioru ciśnienia statycznego w łopatkowym dyfuzorze odśrodkowym,

1 do 21 – punkty odbioru ciśnienia statycznego w łopatkowym dyfuzorze dośrodkowym (tarcza przednia),

1 do 11 – punkty odbioru ciśnienia statycznego w łopatkowym dyfuzorze dośrodkowym (tarcza tylna),

KT – punkt odbioru sygnału ciśnienia statycznego w króćcu tłocznym,

SK5 – sonda kulowa 5 otworkowa,

SM – sonda młotkowa 2 otworkowa.

Stoisko to umożliwi przeprowadzenie pomiarów dwóch wariantów geometrycznych stopni środkowych pompy. Pierwszym badanym wariantem będzie geometria układu przepływowego pompy w wykonaniu fabrycznym. Wariant drugi to rozwiązanie o geometrii kanałów hydraulicznych stopnia środkowego obliczonej opracowaną metodą projektowania uwzględniającą procedury optymalizacyjne.

5. WNIOSKI

1. Opracowanie nowej metody projektowania stopni środkowych wymaga uwzględnienia w jej procedurach obliczeń warunków napływu czynnika na wirnik tego stopnia jak wpływ z kierownicy dośrodkowej.
2. Algorytm metody będzie umożliwiał obliczenia parametrów przepływowo-energetycznych stopnia o większych sprawnościach niż podawane obecnie w literaturze.
3. Stopnie środkowe o większych sprawnościach w sposób istotny wpływają na sprawność pompy (zgodnie z równaniem podanym w rozdziale 3).

LITERATURA

- [1] Błaszczuk A., Najdecki S., Papierski A., Staniszewski J., *Numeryczno-Eksperymentalne Badania Struktury Przepływu 3D w ruchomych i nieruchomych elementach układu przepływowego odśrodkowych pomp wielo-stopniowych*, Archiwum prac IMP 01420, Politechnika Łódzka, Łódź, 2003.
- [2] Jędrał W., *Pompy Wirowe*, PWN, Warszawa, 2001.
- [3] Łazarkiewicz Sz., Troskolański A.T., *Pompy Wirowe*, PWT, Warszawa, 1959.
- [4] Ostwald M., *Podstawy optymalizacji*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2003.
- [5] Stępniewski M., *Pompy*, WNT, Warszawa, 1985.

Władysław KRYŁŁOWICZ, Michał PALIŃSKI
Politechnika Łódzka
Instytut Maszyn Przepływowych
wladyslaw.kryllowicz@p.lodz.pl
michal.palinski@p.lodz.pl

PODSTAWY TECHNICZNO-EKONOMICZNE MODERNIZACJI SPRĘŻAREK

Streszczenie: Artykuł dotyczy uwarunkowań techniczno-ekonomicznych przeprowadzania modernizacji typu revamp lub rerate sprężarek i dmuchaw przepływowych. Omówiono wpływ zmian charakterystyki układu technologicznego oraz rolę infrastruktury sprężarkowni. Podano potencjalne zalety modernizacji w stosunku do wymiany sprężarki na nową.

Słowa kluczowe: modernizacja, sprężarka.

TECHNOLOGICAL AND ECONOMIC ASPECTS OF MODERNIZATION OF COMPRESSORS

Abstract: The technological and economic aspects of revamp or rerate type modernizations of compressors and blowers have been discussed. An influence of changes in the technological system characteristics and a role of the compressor hall infrastructure have been described. Potential benefits coming from the modernization versus an exchange of the compressor for a new one have been given.

Keywords: modernization, compressor.

1. WPROWADZENIE

W Instytucie Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej już od przeszło trzydziestu lat przeprowadzane są prace projektowe dotyczące jednostkowych modernizacji sprężarek i dmuchaw przepływowych promieniowych [6]. Modernizację jednostkową (ang. „customized modernization”) definiujemy jako całość zmian, które należy dokonać w sprężarce, aby spełnić szczególne (indywidualne) wymagania użytkownika maszyny (por. Klonowicz [5]).

Klasyfikacja przedsięwzięć modernizacyjnych wyróżnia dwa podstawowe rodzaje modernizacji.

- Typu „revamp” (lub „rerate”), obejmująca zmiany parametrów procesu sprężania, podczas której dokonuje się ingerencji w kształt części

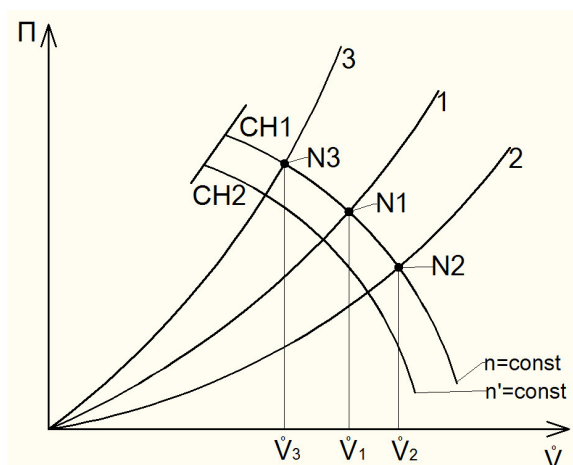
przepływowej sprężarki, a niekiedy również ingerencji w system napędowy (przekładnia, silnik).

- Typu „retrofit”, dotycząca zmian wybranych własności eksploatacyjnych sprężarki (sprawność, własności dynamiczne, trwałość podzespołów). W tym przypadku nie zmienia się w istotny sposób geometrii części przepływowej, ale wymianie mogą ulec wszystkie elementy oprócz korpusu.

Bardzo często prowadzi się modernizacje łączące w sobie obszar zadań z zakresu retrofitu i revampu. Decyzja o podjęciu modernizacji sprężarki jest zawsze efektem szeregu analiz o charakterze ekonomicznym oraz technicznym, a temu właśnie zagadnieniu poświęcono niniejszy artykuł.

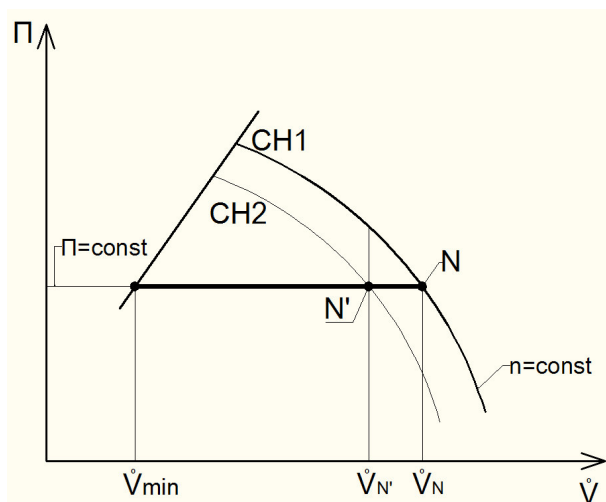
2. WPŁYW ZMIAN CHARAKTERYSTYKI UKŁADU TECHNOLOGICZNEGO SPRĘŻARKI

Każda sprężarka, zarówno ta najprostsza technicznie – przeznaczona do sprężania powietrza, jak i ta najbardziej skomplikowana – procesowa, współpracuje ze związaną z nią instalacją. Punkt pracy sprężarki określony jest przez przecięcie jej charakterystyki z krzywą oporów instalacji. Rozpatrzmy pokazaną na rysunku 1 charakterystykę sprężarki promieniowej, zaprojektowanej do współpracy z instalacją charakteryzującą się pewnym ciśnieniem odbiornika oraz krzywą oporów oznaczoną jako 1 (punkt pracy N1). Jeżeli przeprowadzimy modernizację instalacji polegającą na zmniejszeniu oporów oraz ciśnienia odbiornika (krzywa 2), to dla danej charakterystyki sprężarki uzyskany zostanie zupełnie nowy punkt współpracy (punkt N2). W punkcie N2 sprężarka pracuje przy sprężu niższym od obliczeniowego oraz przy nowym, większym strumieniu objętości V_2 . Analogicznie, wzrost ciśnienia odbiornika spowoduje współpracę sprężarki z nową krzywą 3 w nowym punkcie pracy N3.



Rys. 1. Współpraca sprężarki z instalacją o zmienionej charakterystyce
Fig. 1. Cooperation with the installation with altered characteristics

Zatem w wyniku działań oszczędnościowych sprężarka (bądź zespół sprężarek pracujących równolegle) zaczyna pracować poza swoim punktem obliczeniowym. Praca sprężarki poza punktem obliczeniowym oznacza zawsze niższą sprawność przetwarzania energii, nawet przy najefektywniejszych układach regulacji. Dotyczy to zarówno sprężarek promieniowych wyposażonych w układ regulacji stałego ciśnienia, jak i regulowanych zmiennymi obrotami (Rys. 2).



Rys. 2. Charakterystyka typowej sprężarki promieniowej z regulacją stałego ciśnienia pracującej przy stałej częstotliwości obrotów

Fig. 2. Characteristics of typical radial compressor with constant pressure control under a constant rotational speed

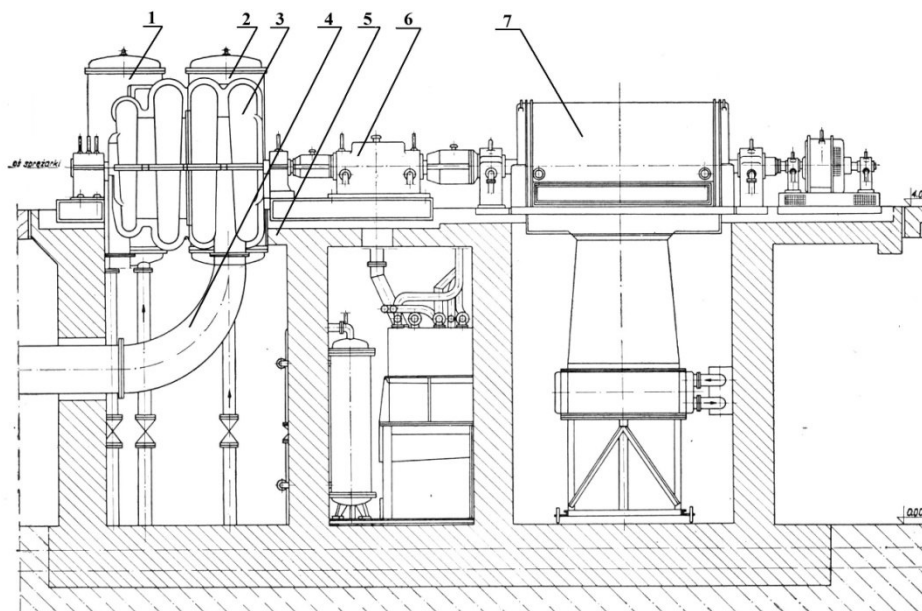
Sprężarka z Rys. 2, której punkt pracy zmienił się z N na N' (regulacja dławieniowa) pracuje przy obniżonej sprawności. Można zatem stwierdzić, że konsekwencją przedsięwziąć:

- oszczędnościowych,
- intensyfikacji produkcji

będzie niemal zawsze konieczność dostosowania układu przepływowego sprężarki do ciągłej pracy przy zmienionych parametrach, bądź alternatywnie wymiana całego agregatu sprężarkowego na nowy.

3. ROLA INFRASTRUKTURY HALI SPRĘŻAREK

Jak stwierdzono w punkcie 1, decyzja o podjęciu modernizacji sprężarki lub jej wymiany na nową musi obejmować bardzo szeroki wachlarz aspektów. Po pierwsze należy poddać całą infrastrukturę sprężarkowni. Zostanie to wyjaśnione na przykładzie hali sprężarek powietrznych z zainstalowanymi agregatami przedstawionymi na rysunku 3, a pochodzącymi z materiałów firmy Wiromet [2].



Rys. 3. Agregat sprężarki 6D68 (na podstawie materiałów firmy Wiromet [2])

Fig. 3. 6D68 Compressor unit (based on Wiromet's documentation [2])

W hali zainstalowane są dwie sprężarki powietrzne a i b. Agregat sprężarki obejmuje korpus sprężający 3 wraz z chłodnicami 1 i 2, przekładnię przyspieszającą 6 oraz silnik napędowy 7. Każdy z obu agregatów posadowiony jest na żelbetonowym fundamencie 5. Na poziomie gruntu (pod koronami fundamentów) umieszczono zblokowane układy smarowania (niewidoczny na rysunku). Układ ssawny każdej sprężarki obejmuje: komorę filtrów, tłumik szmerów ssania oraz rurociągi ssące 4 wraz z układem kompensacji wydłużeń. Bardziej skomplikowany układ tłoczny składa się z rurociągu tłoczego, zaworu przeciwpompazowego (odprowadzającego powietrze do rurociągu wydechowego, pełniącego wraz z zaworem przeciwpompazowym również funkcję układu rozruchowego), zaworu zwrotnego i kompensatorów. Rurociągi tłoczne obu sprężarek połączone są wspólnym kolektorem.

Hala sprężarkowni posiada wszystkie niezbędne instalacje: AKP, wodną do zasilania chłodnic, przeciwpożarową, wentylacyjną, przyłącze zasilania (w tym przypadku 6 kV) oraz odpowiednio urządzone zaplecze socjalne. Ponadto hala musi być wyposażona w suwnicę o odpowiedniej nośności, która dobierana jest w ten sposób, aby możliwe było przemieszczenie najcięższego zespołu montażowego.

Z uwagi na tak rozbudowaną infrastrukturę hali wartość księgowa samych sprężarek nie przekracza na ogół granicy 20% całości. Decyzja o wymianie sprężarek na nowe powoduje zatem konieczność poniesienia bardzo wysokich

nakładów inwestycyjnych na modernizację bądź adaptację związanej ze sprężarką infrastruktury.

4. OCENA POTENCJALNYCH ZALET MODERNIZACJI

Według Muengera i Naefa [3] głównymi zaletami modernizacji sprężarki przepływowej w porównaniu do wymiany agregatu sprężarkowego na nowy są:

- zabudowa nowocześniejszego układu przepływowego umożliwia uzyskanie wyższej sprawności maszyny i poszerzenie użytecznego zakresu pracy,
- wykorzystanie istniejącego kadłuba nie implikuje przebudowy fundamentów i (na ogół) rurociągów,
- można wykorzystać istniejący napęd (o ile dysponuje wystarczającą nadwyżką mocy i nie zmieniana jest częstość obrotów),
- czas odstawienia instalacji jest znacząco krótszy, a zatem ogranicza się straty w produkcji.

Uwarunkowania techniczno-ekonomiczne modernizacji sprężarki zestawiono wg danych Demmera w Tabeli 1.

Tabela 1. Uwarunkowania techniczno-ekonomiczne modernizacji sprężarki (zestawiono wg danych Demmera [4])

Table 1. Technological and economic aspects of the compressor modernization according to Demmer's data

Kryterium porównawcze	Nowy agregat sprężarkowy	Modernizacja „starego” agregatu
Wydatek	100%	80÷100%
Sprawność	100%	97÷100%
Roboty budowlane (fundamenty)	100%	5÷10%
Orurowanie i armatura (inwestycje)	100%	0÷5%
Układy pomocnicze (inwestycje)	100%	50÷60%
Czas trwania całego zadania	100%	60÷70%
Czas montażu	100%	5÷10%

Zalety modernizacji uwypatniają się, zwłaszcza w przypadku sprężarek procesowych, czyli pracujących w instalacjach chemicznych. Demmer [4] podaje na podstawie długoletnich doświadczeń firmy Demag-Delaval, że średni czas pracy sprężarki pracującej w europejskich instalacjach chemicznych wynosi 170000 roboczogodzin, czyli 20 lat przeliczeniowych. W roku 1996, z którego pochodzą powyższe dane, w ruchu znajdowały się jeszcze agregaty sprężarek zainstalowane w latach 1950-1955. Analiza dotyczyła ogromnej bazy danych obejmującej ok. 15000 „korpusów” sprężarek. Okazuje się, że długowieczność

(okres pracy) sprężarek jest większa niż związanych z nimi instalacji. Ten sam autor porównuje nakłady wymagane przy rekonstrukcji sprężarki, szacując je na 65% do 70% nakładów koniecznych do zabudowy nowego agregatu. Według Muengera i Naefa [3] ten stosunek wynosi od 50% do 70%.

5. WNIOSKI KOŃCOWE

Przedstawione w niniejszym studium rozważania wskazują na szereg zalet dokonywania modernizacji sprężarek przepływowych w stosunku do wymiany ich na nowe. Modernizacje takie mają przede wszystkim silne podstawy ekonomiczne – eliminacja prac i nakładów inwestycyjnych związanych ze zmianami w infrastrukturze sprężarkowni oraz z istotnym skróceniem okresu postoju instalacji.

Należy jednak zwrócić uwagę na ograniczenia i zagrożenia związane z modernizacjami, takie jak:

- wiarygodność wyników ruchu testowego (por. [5]),
- wystarczający zapas mocy napędu,
- konieczność zachowania prawidłowej dynamiki układu wirującego,
- ograniczone wymiary części stacjonarnej sprężarki,
- brak na ogół możliwości przeprowadzenia ruchu testowego nowego układu przepływowego na stoisku badawczym (compressor test bed) u wykonawcy modernizacji.

LITERATURA

- [1] Klonowicz W., 1999, *Strengths & Weaknesses of the Customised Turbocompressor Modernisations*, ZN PŁ seria CMP, Z 115, s. 211-215.
- [2] Dokumentacja Techniczno-Ruchowa Turbosprężarki 6D68, „Wiromet” Mikołów 1971.
- [3] Müenger F., Näf C., *Neues Innenleben für bestehende Verdichter*, Sulzer Technical Review, 1/2000, s. 28-31.
- [4] Demmer M., 1998, *Revamp of Turbocompressors in Ethylen Plants, Compressors users – Manufactures*, Sankt Petersburg, s. 21-41.
- [5] Kryłłowicz, W., Olczyk, W., Fijałkowski, T., 2010, *Wybrane aspekty metrologiczne ruchów testowych, Pomiary, Automatyka, Kontrola*, Gliwice, nr 12, s. 1582-1584.
- [6] Kryłłowicz, W., Borzęcki, T., Magiera, R., 2005, *Problematyka modernizacji sprężarek przepływowych*, Pneumatyka, Wrocław, nr 3/52, s. 48-50.

Michał KUCZKOWSKI, Władysław KRYŁŁOWICZ
Politechnika Łódzka
Instytut Maszyn Przepływowych
michal.kuczkowski@p.lodz.pl

UWARUNKOWANIA TECHNOLOGICZNE MODERNIZACJI WOLNOOBROTOWYCH DMUCHAW PROMIENIOWYCH

Streszczenie: W artykule przedstawiono aspekty technologiczne modernizacji jednostopniowych dmuchaw promieniowych, należących do starszej generacji tych maszyn (dmuchawy takie są jeszcze wykorzystywane w przemyśle chemicznym). Omówiono metodykę modernizacji oraz problemy związane ze zmianą technologii wykonania kół wirnikowych z nitowanych na spawane. Przedstawiono również wyniki pomiarów charakterystyki dmuchawy.

Słowa kluczowe: dmuchawa promieniowa, modernizacja, technologia wykonania.

CONDITIONS OF TECHNOLOGICAL MODERNIZATION OF THE LOW-SPEED RADIAL BLOWER

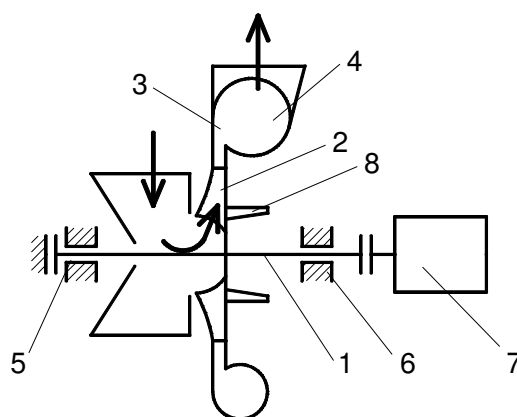
Abstract: The paper presents the technological aspects of the modernization of single radial blowers, belonging to the older generation of these machines (such blowers are still used in the chemical industry). The methodology of modernization and the problems associated with changing technology of the rotating wheels riveted to welded are discussed. The results of measurements of the characteristics of the blower are presented.

Keywords: centrifugal blower, modernization, manufacturing technology.

1. WSTĘP

Dmuchawy te produkowane w Polsce do końca lat 80. XX wieku charakteryzowały się przede wszystkim napędem wprost, a więc częstość obrotów nie przekraczała $n = 3000$ obr/min (w przypadku napędu silnikiem synchronicznym). Z uwagi na niską częstość obrotów średnice kół wirnikowych (konstrukcji nitowanej) były dość duże, w zakresie $D_z = 650$ mm, aż do $D_z = 1500$ mm (na ogół ok. 1000-1200 mm). Dmuchawy wyposażone były w dyfuzory ułotkowane. Według podobnego schematu konstrukcyjnego budowano również dmuchawy dwustopniowe, porównaj [2].

Schemat konstrukcyjny typowej jednostopniowej dmuchawy promieniowej przedstawiono na Rys. 1.



Rys. 1. Schemat konstrukcyjny typowej jednostopniowej dmuchawy promieniowej
1 – wał, 2 – koło wirnikowe, 3 – dyfuzor, 4 – spirala zbiorcza, 5, 6 – łożyska, 7 – silnik elektryczny, 8 – tłok odciążający

Fig. 1. Structural diagram of a typical single-stage radial blower
1 – shaft, 2 – impeller, 3 – diffuser, 4 – spiral aggregate, 5, 6 – bearings, 7 – the electric motor, 8 – piston unloader

Dzięki dość prostej budowie konstrukcji dmuchawy i niskim obciążeniom mechanicznym dmuchawy wolnoobrotowe odznaczają się dużą żywotnością, przekraczającą nawet 120000-130000 godzin pracy (12-15 lat ruchu ciągłego). Tym niemniej ich układy przepływowe, a zwłaszcza koła wirnikowe podlegają w miarę upływu czasu silnym zjawiskom korozji i erozji i w związku z tym wymagają wymiany, która w praktyce oznacza ich modernizację.

2. PRZYKŁAD MODERNIZACJI DMUCHAWY PROMIENIOWEJ

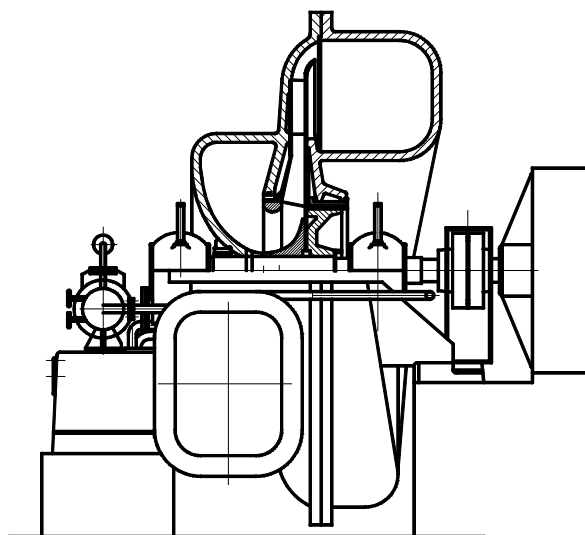
Modernizowana maszyna (patrz Rys. 2) jest jednostopniową dmuchawą promieniową o napędzie wprost. Napędzana jest silnikiem elektrycznym asynchronicznym o mocy 400 kW przy częstotliwości obrotów $n = 2950$ obr/min, a zatem należy do grupy dmuchaw promieniowych wolnoobrotowych. Dwie takie dmuchawy pracowały w instalacji technologicznej jednej z wytwórni nawozów fosforowych, zasilając wieżę suszarniczą. Producentem dmuchawy były Zakłady Budowy Maszyn i Aparatury im. Ludwika Zieleniewskiego w Krakowie, które też zleciły IMP PŁ wykonanie projektu modernizacji. Dane dmuchawy według wytwórcy są następujące:

- strumień objętości na ssaniu $\dot{V} = 9,3-10 \text{ Nm}^3/\text{s}$ (33500-36000 Nm^3/h);
- spiętrzenie statyczne $\Delta p = 15,62 \text{ kPa}$ (1600 mmH_2O).

Podstawowym celem przebudowy jest osiągnięcie następujących parametrów pracy:

- strumień objętości na ssaniu $\dot{V} = 11,66 \text{ Nm}^3/\text{s}$ ($42000 \text{ Nm}^3/\text{h}$);
- ciśnienie statyczne $\Delta p = 25,506 \text{ kPa}$ ($2600 \text{ mmH}_2\text{O}$).

Zlecniodawca po przeprowadzeniu wstępnej analizy założył, że zakres przebudowy obejmie cały wirnik oraz dyfuzor. Oznacza to, że omawiany przykład modernizacji należy do obszaru pełnego *revampu*, obejmującego wymianę całej części przepływowej – ze „starej” dmuchawy pozostaje wyłącznie kadłub. Dodatkowym istotnym założeniem jest zmiana technologii wykonania koła wirnikowego z nitowania na spawanie.



Rys. 2. Przekrój podłużny modernizowanej dmuchawy promieniowej według [3]

Fig. 2. Longitudinal section of the modernized radial blower according [3]

Projekt modernizacji zastał opracowany jedynie na podstawie materiałów dostarczonych przez producenta maszyny, który wziął na siebie opracowanie dokumentacji wykonawczej, wykonanie nowego kompletnego wirnika, dokonanie niezbędnych prac remontowych (łożyska, labirynty itp.) oraz końcowy montaż. Zestaw dostarczonej dokumentacji obejmował:

1. Rysunek złożeniowy dmuchawy w jej wersji oryginalnej;
2. Dokumentację techniczną podobnej dmuchawy o parametrach: $\dot{V} = 42000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ i ciśnieniu $24,525 \text{ Pa}$, traktowanej jako dmuchawa wzorcowa (ma ona taki sam kadłub – odlewany z tych samych modeli jak modernizowana maszyna);
3. Schemat technologiczny całej instalacji dmuchaw;
4. Wyniki uproszczonego ruchu testowego.

Widzimy zatem, że producent nie dysponował pełną dokumentacją konstrukcyjną maszyny.

Zmodernizowana dmuchawa została obliczona dla parametrów otoczenia równych normalnym ($p_{ot} = 1,01325$ bar, $T_{ot} = 293,15$ K); założono ponadto, że wilgotność względna zasysanego powietrza wynosi $\phi = 70\%$, co odpowiada średnim warunkom lokalnym, w związku z tym stała gazowa powietrza równa jest $R = 288,84$ J/kgK.

Według danych z eksploatacji, spadek ciśnienia w filtrze wlotowym waha się od wartości 50 do 100 mm H₂O (490 do 980 Pa). Do obliczeń przyjęto tę ostatnią wartość, a zatem ciśnienie czynnika za filtrem równe jest:

$$p_A = p_{ot} - \Delta p = 101,325 - 0,981 = 100,344 \text{ kPa}$$

Obliczenia koncepcyjne zmodernizowanego układu przepływowego dmuchawy przeprowadzono w oparciu o metodę jednowymiarową, wykorzystując standardowy algorytm IMP PŁ (procedura RBS). Nie przeprowadzono obliczeń CFD, polegając na własnych wieloletnich doświadczeniach i wynikach badań podobnych dmuchaw. Do ostatecznej dyskusji wybrano dwa warianty, por. [3], oznaczone odpowiednio W1 i W2. W tabeli T1 zestawiono charakterystyki geometryczne kół wirnikowych obu tych wariantów projektowych.

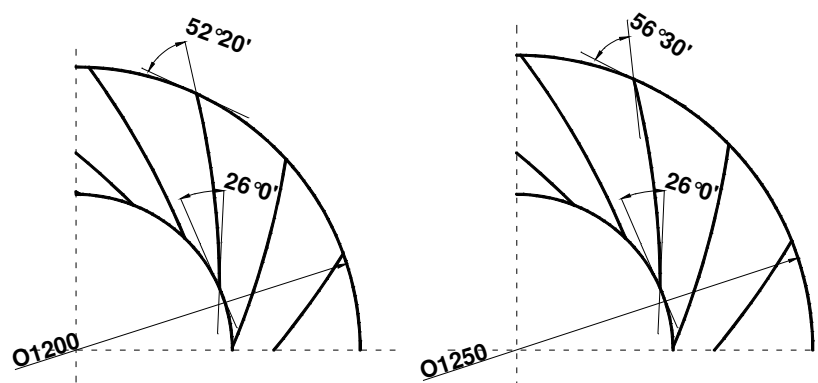
Tabela T1. Charakterystyka geometryczna rozpatrywanych wariantów kół wirnikowych modernizowanej dmuchawy

Wielkość	Symbol	Wymiar	Wariant W1	Wariant W2
Średnica koła	D2	mm	1220	1250
Kąt łopatki na wylocie	β_2	°	62,7	56,5
Szerokość na wylocie	b2	mm	63	60
Względna szerokość	b2/D2	%	5,2	4,8

Ostatecznie do realizacji przyjęto wariant W2, ze względu na:

- szerszy użyteczny zakres pracy;
- bardziej płaską charakterystykę.

Dyskusji należy poddać zagadnienie oczekiwanej sprawności obu powyższych rozwiązań. Względna szerokość koła w wariacie W1 jest wprawdzie nieco większa niż dla W2, ale wynikający z niej przyrost sprawności jest minimalny (ok. 0,5%). Natomiast kąt łopatki na wylocie w wariacie W1 jest zbyt duży, jak na koło promieniowe, skutkiem czego udział kinematyczny koła maleje, a rośnie udział dyfuzora. Dyfuzor (niezależnie od typu i geometrii) zawsze jest mniej sprawny od koła wirnikowego, a zatem i sprawność takiego stopnia będzie mniejsza.



Rys. 3. Szkice ułopatkowania koła wirnikowego oryginalnej oraz zmodernizowanej wersji W2

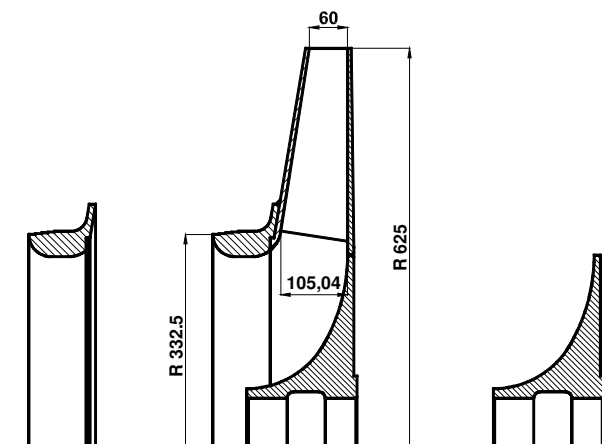
Fig. 3. Impeller blading sketches of the original and modernized versions W2

3. KONSTRUKCJA KOŁA WIRNIKOWEGO DMUCHAWY

W dmuchawach wolnoobrotowych nie stosuje się na ogół kół wirnikowych wykonywanych z odkuwek, głównie z powodów ekonomicznych. Duże odkuwki są bardzo kosztowne, a relatywnie niskie prędkości obrotowe (u_2 poniżej 190-200 m/s) umożliwiają stosowanie kół wirnikowych budowy składanej, budowanych z elementów kutech oraz z walcowanych blach.

Oryginalne koło wirnikowe modernizowanej dmuchawy było konstrukcji nitowanej z blach oraz kutech pierścieni: przywlotowego oraz piasty. Łopatki typu „U” tłoczone z blachy były nitowane do tarczy i pokrywy za pomocą szesnastu nitów. Przyjęta technologia wykonania nowego koła zakłada wykonanie (patrz Rys. 4):

- a) pokrywy jako spawanej obwodowo z kutego pierścienia przywlotowego i przyspawanej do niego obwodowo-walcowanej przetłoczonej na stożek blachy o stałej grubości 6 mm. Blacha pokrywy zaopatrzona jest na średnicy wewnętrznej w wywinięty kołnierz, tworzący z odpowiednim progiem w pierścieniu przywlotowym połączenie kształtowe;
- b) tarczy składającej się z kutej piasty i przyspawanej do niej obwodowo walcowanej promieniowej płyty o zmiennej grubości (10 mm w miejscu łączenia z piastą i 6 mm na średnicy zewnętrznej);
- c) łopatek z walcowanej kierunkowo blachy o stałej grubości 5 mm, przyspawanych pachwinowo do tarczy i pokrywy. Krawędź wlotowa łopatek zaokrąglona promieniem R 2,5 mm.



Rys. 4. Przekrój merydionalny nowego spawanego koła wirnikowego oraz gotowe półfabrykaty pokrywy i tarczy (bez uwzględnienia naddatków technologicznych)

Fig. 4. Meridional cross section of the new welded impeller and semi-finished cover and shield (without taking into account technological allowances)

Wszystkie elementy koła wykonane są ze stali 18 G2A, charakteryzującej się dobrą spawalnością i wystarczającymi własnościami wytrzymałościowymi. Należy zauważyć, że dla konstrukcji kół składanych nadatki technologiczne stosujemy w ograniczonym zakresie – np. płyty pokrywy i tarczy są obrabiane na gotowo. Jest to możliwe, gdyż dopuszczalne bicia osiowe na średnicy zewnętrznej koła wynoszą aż 0,5 mm (dla porównania dopuszczalne bicia promieniowe do 0,25 mm).

Po wykonaniu kompletnego koła przeprowadza się próbę odwirowania, przy czym norma zakładowa definiuje zapas nadobrotów wynoszący 10% (inaczej niż norma ISO 5382 [6]).

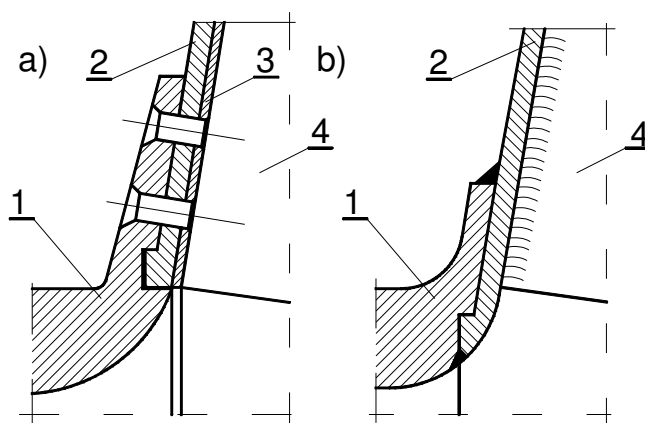
4. WPŁYW TECHNOLOGII NA KONSTRUKCJĘ I WŁASNOŚCI ZMODERNIZOWANEJ DMUCHAWY

Nowe koło wirnikowe nie tworzy konstrukcyjnej całości z tłokiem odciążającym, moment przenoszony jest na wał za pomocą dwu symetrycznych wpustów pryzmatycznych. Ta zmiana konstrukcji była możliwa dzięki wyższej wytrzymałości spoiny obwodowej tarczy, co wyeliminowało konieczność stosowania połączenia kształtowego oryginalnej tarczy z piastą i tłokiem (patrz Rys. 4). Pasowanie osadzenia koła (M8/h6) zapewnia ciągły kontakt wału i koła podczas wirowania, zapobiegając powstaniu niewywagi.

Zmiana technologii umożliwiła zwiększenie liczby łopatek koła z szesnastu do dziewiętnastu, dzięki eliminacji półek łopatek nitowanych, które blokują część kanału przepływowego.

Na rysunku 5 przedstawiono porównanie konstrukcji połączenia pierścienia przylotowego pokrywy dla wersji nitowanej i spawanej koła. Zastosowanie

konstrukcji spawanej powoduje znaczne zwiększenie sztywności tego fragmentu koła. Jak wiadomo, jest to równocześnie miejsce występowania najwyższych naprężeń, decydujących o stopniu wyężenia konstrukcji, por. np. [5]. Zwiększenie sztywności pokrywy umożliwia przyjęcie mniejszych luzów labiryntów niż dla wersji nitowanej.



Rys. 5. Porównanie konstrukcji połączenia pierścienia przywlotowego dla wersji nitowanej i spawanej koła

1 – pierścień przylotowy, 2 – blacha pokrywy, 3 – półka łopatki, 4 – pióro łopatki
Fig. 5. Comparison of the structure of the cover disc ring connection version riveted and welded wheels

Przeciek nad pokrywą obliczono dla następujących założeń:

1. Ilość grzebieli labiryntu $z = 5$ (grzebienie w postaci zawalcowywanej taśmy o grubości 0,35 mm),
2. Luz promieniowy $s = 0,7$ mm (luz ruchowy z uwzględnieniem odkształcenia pokrywy koła),
3. Średnica obliczeniowa labiryntu $D_{Lab} = 660$ mm.

Przeciek obliczony na podstawie zależności zamieszczonych w [3] wynosi $\dot{m}_{pP} = 0,141$ kg/s, to jest 1% przepływu na tłoczeniu. Przeciek ten dla oryginalnego nitowanego koła wirnikowego jest niemal dwukrotnie większy, z powodu większego luzu promieniowego labiryntu i uszczelnienia bez progów.

Przeciek nad tłokiem odciażającym obliczono dla następujących założeń (pamiętamy, że za tłokiem ciśnienie równe jest atmosferycznemu):

1. Ilość grzebieli labiryntu $z = 12$ (konstrukcja grzebieli jak wyżej),
2. Średnica tłoka $D_T = 580$ mm,
3. Luz promieniowy $s = 0,5$ mm.

Przeciek ten wynosi $\dot{m}_{pT} = 0,053$ kg/s i jest taki sam jak dla konstrukcji wyjściowej. W związku z tym strumień masy czynnika płynący przez koło wirnikowe wynosi:

$$\dot{m}_{1-2} = \dot{m} + \dot{m}_{pP} + \dot{m}_{pT} = 14,25 \text{ kg/s}$$

a udział procentowy obu przecieków równy jest $\delta_p = 1,36\%$, co pozostaje w akceptowalnych granicach. Należy również pamiętać, że strumień masy na tłoczeniu dmuchawy jest mniejszy od strumienia płynącego przez koło o sumę wartości tych przecieków.

5. PODSUMOWANIE

Zmodernizowana dmuchawa pracuje w ruchu ciągłym, a wyniki pomiarów charakterystyki pracy (por. [4]) pozwalają na wyciągnięcie optymistycznych wniosków co do możliwości modernizacji maszyn przepływowych charakteryzujących się bardzo starą konstrukcją. W wyniku przebudowy (jej zakres obejmował wymianę całego układu przepływowego, modernizowano dwie dmuchawy pracujące równolegle) uzyskano praktycznie nową maszynę o zadowalających własnościach ruchowych.

Polepszenie własności dmuchawy było możliwe głównie dzięki zmianie technologii wykonania koła wirnikowego. Nowa technologia spawania kół wirnikowych typu składanego jest ponadto znacznie tańsza od poprzedniej. Paradoksalnie własności wytrzymałościowe kół spawanych są nieco gorsze od kół nitowanych, przy jednocześniej wyższej sztywności tych pierwszych.

LITERATURA

- [1] Gawroński Z., Gepert R., Torzecki P., 1983, *Awaryjność kół wirnikowych sprężarek promieniowych*, ZN PŁ, CMP 90, Łódź, s. 97-115.
- [2] Gundlach W.R., Hausman K., 1963, *Prace badawcze i konstrukcyjne Katedry Ciepłych Maszyn Przepływowych PŁ w dziedzinie dmuchaw promieniowych*, CMP 49, Łódź, s. 7-25.
- [3] Kryłłowicz W., 2002, *Projekt koncepcyjny modernizacji dmuchawy promieniowej w Zakładach „Fosfory” Gdańsk*, praca niepublikowana IMP PŁ Nr 1478, Łódź.
- [4] Kryłłowicz W., Olczyk W., Fijałkowski T., 2010, *Wybrane aspekty metrologiczne ruchu testowych sprężarek przepływowych*, Pomiar, Automatyka, Kontrola, Łódź.
- [5] Kryłłowicz W., Jóźwik K., Magiera R., 2007, *Selected Problems of Modernization of fans and radial compressors*, mat. konf. Power System Engineering West-Bohemian University, Pilzno, s. 121-128.
- [6] ISO Standard 5389, 1992, *Turbocompressors, Performance test Codes*.

Tomasz WAJMAN
Politechnika Łódzka
Instytut Maszyn Przepływowych
tomasz.wajman@p.lodz.pl

MODEL TEORETYCZNY POMPY KAPILARNEJ TYPU CPL

Streszczenie: W artykule przedstawiony został model teoretyczny cylindrycznej pompy kapilarnej typu CPL stworzony na podstawie analizy pracy rzeczywistego systemu z pompą kapilarną. Zaprezentowany model zawiera opis wszystkich elementów pompy i kluczowych zjawisk fizycznych. Zostało zaprezentowane także porównanie wyników symulacji za pomocą stworzonego modelu z wynikami pomiarów chłodzenia za pomocą systemu chłodzenia z pompą kapilarną.

Słowa kluczowe: pompa kapilarna, model teoretyczny.

THEORETICAL MODEL OF A CAPILLARY PUMPED LOOP

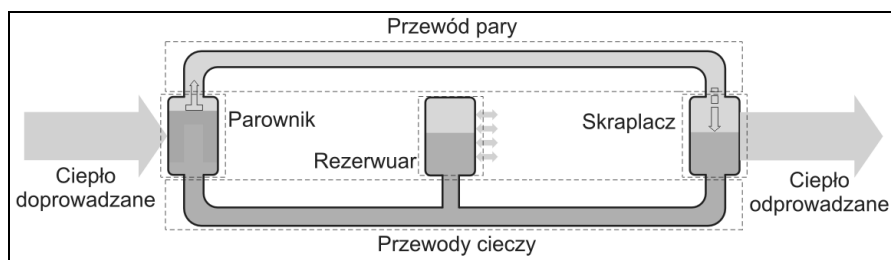
Abstract: A model of a cylindrical Capillary Pumped Loop is presented. The analysis of the capillary pump activity has given an opportunity to create a model of the pump. The model including all the loop elements and the essential physical processes has been designed. Static and dynamic states have been simulated using the proposed model. By comparing the experimental results and the simulations for various states, the capillary pump and its model can be analyzed.

Keywords: capillary pumped loop, theoretical model.

1. WSTĘP

Wśród nowych rozwiązań systemów chłodzenia szczególne miejsce zajmują pompy kapilarne [6]. Są to zamknięte, dwufazowe systemy transportujące ciepło, wykorzystujące siły kapilarne do zapewnienia cyrkulacji czynnika chłodzącego. Pozbawione są ruchomych elementów i dają możliwość transportu dużej ilości ciepła na długim dystansie (nawet rzędu kilku metrów). Ze względu na konstrukcję wyróżnia się dwa podstawowe typy pomp kapilarnych – pompy kapilarne typu CPL (*Capillary Pumped Loop*) oraz pompy kapilarne typu LHP (*Loop Heat Pipe*) [1]. Obie konstrukcje są do siebie podobne. Różni je umiejscowienie zbiornika płynu chłodzącego oraz zastosowanie w pompie LHP dwóch materiałów porowatych w przeciwieństwie do pojedynczego materiału w pompach CPL.

Wykaz oznaczeń	
a_e – współczynnik parowania c – pojemność cieplna [J/kg] D – średnica [m] f – współczynnik Darcy'ego g – przyspieszenie ziemskie H – wysokość [m] h – współczynnik przejmowania ciepła [W/(m ² ·K)] L – długość [m] l – ciepło przemiany fazowej [J/kg] M – masa molowa [kg/mol] $\dot{m}$ – strumień masy [kg/s] P – moc [W] p – ciśnienie [Pa] r – promień [m] R – uniwersalna stała gazowa S – powierzchnia [m ²] T – temperatura [K] t – czas [s] $\dot{V}$ – strumień objętości [m ³ /s] v – prędkość [m/s] α – ułamek objętościowy β – długość strefy cieczy w skraplaczu [m] ε – porowatość η – długość strefy dwufazowej w skraplaczu [m] θ – kąt zwilżania	κ – przepuszczalność materiału porowatego [m ²] λ – współczynnik przewodzenia ciepła [W/(m·K)] μ – lepkość dynamiczna [Pa·s] ρ – gęstość [kg/m ³] σ – napięcie powierzchniowe [N/m] φ – strumień ciepła [W/m ²] Indeksy c – skraplacz cap – kapilary E – element chłodzony e – parownik g – kanały odprowadzające parę i – wlot l – ciecz o – wylot r – rezerwuuar s – obudowa parownika t – trójnik v – para w – materiał porowaty β – strefa cieczy w skraplaczu η – strefa dwufazowa w skraplaczu 0 – wartość początkowa ∞ – wartość w stanie ustalonym $*$ – powierzchnia parowania



Rys. 1. Pompa kapilarna typu CPL

Fig. 1. Capillary Pumped Loop

W pracy przedstawiony został model teoretyczny pompy kapilarnej typu CPL. Na Rys. 1 przedstawiony został schemat pompy typu CPL. Ciepło doprowadzone do parownika powoduje podgrzanie i odparowanie znajdującej się w nim cieczy. Podgrzana ciecz przesuwana jest do skraplacza, gdzie ciepło jest odprowadzane do otoczenia, na skutek czego następuje schłodzenie pary, a następnie jej skroplenie. Skroplona para przepływa z powrotem do parownika. Powrót płynu do parownika zapewniają siły kapilarne powstające w materiale porowatym znajdującym się w parowniku. Pompa typu CPL posiada oddzielny rezerwuuar, który jest termicznie odizolowany od parownika i służy do kontroli punktu pracy pompy.

2. MODEL TEORETYCZNY POMPY KAPILARNEJ TYPU CPL

Zaproponowany w tej pracy model teoretyczny pompy kapilarnej ma za zadanie umożliwić projektowanie i konstruowanie systemów chłodzenia z pompami kapilarnymi typu CPL, analizę ich działania oraz tworzenie algorytmów sterujących pracą systemów chłodzenia z pompą. Daje też możliwość badania zachowania systemu chłodzenia z pompą kapilarną zarówno w stanach ustalonych, jak i w przejściowych, takich jak wzrosty i spadki mocy wydzielanej w chłodzonym elemencie, czy zmiennych warunkach odprowadzania ciepła do otoczenia.

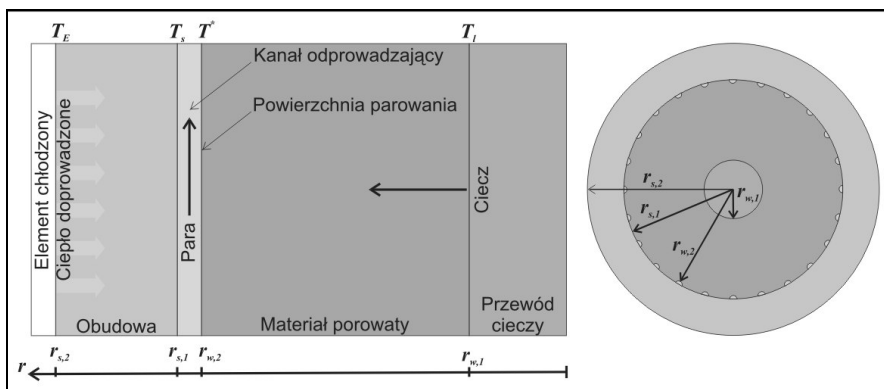
Wszystkie elementy pompy zostały uproszczone geometrycznie i sprowadzone do prostych obiektów o znanych parametrach fizycznych. Każdy z obiektów opisany jest za pomocą uproszczonego modelu fizycznego. W pełnym modelu można wyróżnić modele składowe: parownika, skraplacza, rezerwuuaru oraz przewodów pary i cieczy.

2.1. Model parownika

W badanej pompie kapilarnej użyty został parownik cylindryczny. Jego obudowa wykonana była z miedzi, co zapewniało dobre rozprawianie ciepła. W modelu parownika zostało przyjęte uproszczenie polegające na założeniu, że cała zewnętrzna powierzchnia obudowy parownika ma taką samą wartość temperatury. Przy dodatkowych założeniach, że wpływ grawitacji w parowniku jest pomijalny oraz, że ciecz wpływająca do parownika ma jednorodną temperaturę, uzyskiwana jest cylindryczna symetria modelu parownika. Schemat parownika użyty w modelu przedstawiony jest na Rys. 2.

Chłodzony element elektroniczny przymocowany jest do zewnętrznej powierzchni obudowy parownika. Ciepło wytwarzane w elemencie przepływa przez obudowę do wnętrza parownika. Z drugiej strony, schłodzona ciecz z przewodu przepływa przez materiał porowaty w kierunku obudowy. Na powierzchni materiału porowatego ciecz odparowuje pod wpływem ciepła dopływającego przez obudowę parownika. Odparowana ciecz przesuwana się do wylotu parownika przez kanały odprowadzające. Ciecz wpływająca do parownika w kierunku powierzchni parowania oraz niska wartość współczynnika przewodzenia ciepła szkła, użytego jako materiał porowaty,

zapewnia to, że ciepło nie przenika do przewodu ciecicy. Ciecz w całym przewodzie ma stałą temperaturę.



Rys. 2. Schemat parownika

Fig. 2. Evaporator scheme

Dodatkowo w modelu zostało przyjęte założenie, że odparowana ciecz nie zmienia swojej temperatury przy przepływie przez kanały odprowadzające. Zatem wartość temperatury zależy tylko od promienia r , co czyni model parownika modelem jednowymiarowym. Model teoretyczny parownika uwzględnia trzy elementy: przepływ ciepła od elementu chłodzonego przez obudowę do wnętrza parownika, przepływ ciecicy i ciepła przez materiał porowaty oraz przepływ pary przez kanały odprowadzające. Kanał ciecicy wewnątrz materiału porowatego, którym ciecz dopływa do materiału, jest traktowany jako przedłużenie przewodu ciecicy i włączony jest do modelu tego przewodu.

2.1.1. Obudowa

Przy tworzeniu modelu obudowy założono, że wartość temperatury zewnętrznej powierzchni obudowy parownika jest równa wartości temperatury na powierzchni obudowy chłodzonego elementu elektronicznego (bezpośrednio stykającej się z parownikiem). Ciepło odbierane przez obudowę przepływa do wnętrza parownika. Rozkład temperatury w obudowie opisany jest przez jednowymiarowe równanie Fouriera

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\rho_s c_s}{\lambda_s} \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (1)$$

Warunek brzegowy na powierzchni styku zewnętrznej powierzchni obudowy parownika z chłodzonym elementem zakłada przejmowanie przez tę powierzchnię mocy P od chłodzonego elementu

$$\frac{P}{S_s} = -\lambda_s \frac{\partial T}{\partial r}. \quad (2)$$

Warunek brzegowy na wewnętrznej powierzchni obudowy zakłada przekazywanie całego ciepła do powierzchni parowania

$$h^* S^* (T_s - T^*) = -\lambda_s \frac{\partial T}{\partial r}. \quad (3)$$

2.1.2. Materiał porowaty

Przepływ cieczy przez materiał porowaty opisany jest jednowymiarowym równaniem Darcy'ego

$$\rho_l \frac{\partial v_l}{\partial t} + \frac{\partial p_l}{\partial r} + \frac{\mu_l}{\kappa} v_l = 0, \quad (4)$$

gdzie v_l oznacza prędkość Darcy'ego. Jest ona równa stosunkowi strumienia objętości płynu przepływającego przez materiał porowaty do pola przekroju poprzecznego tego materiału $v_l = \dot{V}_l / S_w$.

Przepuszczalność materiału porowatego, dla materiałów zbudowanych z połączonych ziaren, można wyrazić przez [10]

$$\kappa = D_p \frac{\varepsilon^2}{150(1 - \varepsilon)^2}, \quad (5)$$

gdzie D_p jest średnią średnicą ziaren materiału porowatego.

Założone zostało, że w każdym miejscu materiału porowatego wartość temperatury cieczy jest równa wartości temperatury materiału porowatego. Rozkład temperatury w materiale porowatym można wyznaczyć z równania przepływu ciepła

$$(\rho_l \varepsilon c_l + (1 - \varepsilon) \rho_w c_w) \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_l v_l c_l \frac{\partial T}{\partial r} = (\varepsilon \lambda_l + (1 - \varepsilon) \lambda_w) \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right). \quad (6)$$

Warunek brzegowy zakłada wartość temperatury na wewnętrznej powierzchni materiału porowatego równą wartości temperatury cieczy wpływającej do parownika.

Decydującym zjawiskiem, które zapewnia prawidłową cyrkulację cieczy, obok parowania, jest zjawisko kapilarne. Wartość ciśnienia kapilarnego można wyznaczyć ze wzoru Younga-Laplace'a

$$\Delta p_{cap} = p_v - p_l = 2\sigma \cos \theta / r_{cap}. \quad (7)$$

2.1.3. Powierzchnia parowania

Szybkość parowania cieczy z powierzchni jest zależna od wielu czynników: temperatury otoczenia, temperatury powierzchni cieczy, ciśnienia pary nad powierzchnią parowania etc. Gdy ciecz paruje do otoczenia, strumień masy cieczy z jednostki powierzchni w jednostce czasu może być wyrażony równaniem Hertza-Knudsen'a [9]

$$\dot{m}_w^* = a_e \sqrt{\frac{M}{2\pi R}} \left(\frac{p_{sat}}{\sqrt{T^*}} - \frac{p_v^*}{\sqrt{T_v}} \right), \quad (8)$$

gdzie p_{sat} – wartość ciśnienia pary nasyconej nad powierzchnią parowania, przy temperaturze T^* .

Ze względu na niewielkie odległości można założyć, że wartość temperatury powierzchni parowania jest równa wartości temperatury pary nad powierzchnią parowania. Stąd strumień masy z całej powierzchni materiału porowatego w jednostce czasu

$$\dot{m}^* = a_e \varepsilon S_w \sqrt{\frac{M}{2\pi RT^*}} (p_{sat} - p_v^*). \quad (9)$$

Występujący w równaniu współczynnik parowania a_e określa stosunek zmierzzonego strumienia masy do wyliczonego teoretycznie. Zależy on przede wszystkim od geometrii parownika i musi być wyznaczony doświadczalnie dla danej konstrukcji [2].

Wartość ciśnienia pary nasyconej nad powierzchnią parowania p_{sat} zależy od krzywizny menisku oraz gęstości pary. Można ją wyznaczyć z warunku równowagi termodynamicznej dla półsferycznej powierzchni ciecz-para w kapilarze (przybliżenie pierwszego rzędu równania Kelvina [5])

$$p_{sat} = p_{sat}^{r \rightarrow \infty} - \frac{2\sigma \cos\theta}{r_{cap}} \frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v}, \quad (10)$$

gdzie $p_{sat}^{r \rightarrow \infty}$ – ciśnienie pary nasyconej przy płaskiej powierzchni cieczy.

Znając strumień masy, jaki odparowuje w jednostce czasu, można wykorzystać bilans energii w strefie parowania do obliczenia wartości temperatury parowania T^* . Moc zabierana przez parującą ciecz równa się

$$P = \dot{m}^* l + \dot{m}^* \frac{1}{2} (v_v^2 - v_l^2). \quad (11)$$

Pierwszy człon jest mocą zabieraną przez parowanie cieczy, drugi wynika z różnicy energii kinetycznej pary wypływającej z parownika i cieczy wpływającej. Z drugiej strony, moc ta jest równa mocy dostarczonej przez obudowę parownika, pomniejszonej o moc, jaka przenika przez powierzchnię parowania do wnętrza materiału porowatego. Różnica mocy dostarczanej przez ściankę obudowy i przenikającej do materiału porowatego (oraz cieczy w materiale porowatym) przy założeniu, że wartość temperatury cieczy i materiału porowatego są sobie równe $T_l = T_w$, wynosi

$$P = h^* S_w (T_s - T^*) - (\lambda_w (1 - \varepsilon) + \lambda_l \varepsilon) S_w \frac{\partial T}{\partial r}. \quad (12)$$

Wartość współczynnika przejmowania ciepła przy parowaniu cieczy z materiału porowatego $h^* = 9000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ została przyjęta na podstawie literatury [4], [10]. Przyrównując (11) z (12) i przekształcając, można otrzymać równanie na temperaturę powierzchni parowania

$$T^* = T_s - \frac{\dot{m}^*}{S_w h^*} \left[l + \frac{1}{2} (v_v^2 - v_l^2) \right] + \frac{\lambda_w (1 - \varepsilon) + \lambda_l \varepsilon}{h^*} \frac{\partial T}{\partial r}. \quad (13)$$

2.1.4. Kanały odprowadzające parę

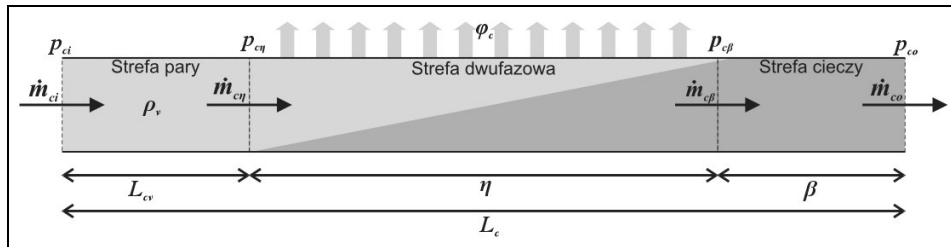
Zakładając, że strumień pary w kanałach wzrasta liniowo wraz z długością kanału można pokazać, że różnica ciśnienia na końcach kanałów jest zależna od strumienia masy pary płynącej przez kanały [3]

$$p_{eo} - p_v^* = \frac{4^{b+2} a L_g}{2(b+3) \pi^{b+2} D_g^{b+5} \rho_v \mu_v^b} \dot{m}_g^{b+2}. \quad (14)$$

Parametry a i b zależą od geometrii kanałów i wyznaczone są doświadczalnie dla konkretnej konstrukcji parownika.

2.2. Model skraplacza

Użyty jednowymiarowy model numeryczny skraplacza opracowany został przez Wedekinda [8] i dostosowany do przypadku skraplacza pracującego w pompie kapilarnej. Skraplacz opisany jest dwunastoma zmiennymi parametrami (Rys. 3). Parametry te związane są ze sobą równaniami opisującymi interakcję pomiędzy poszczególnymi częściami skraplacza oraz przewodów cieczy i pary. Skraplacz podzielony jest na trzy strefy – strefę pary o długości L_{cv} , strefę dwufazową (strefa kondensacji) o długości η oraz strefę cieczy o długości β .



Rys. 3. Model skraplacza

Fig. 3. Condenser model

W modelu przyjmuje się kilka ważnych założeń:

- kondensacja w strefie dwufazowej jest całkowita;
- średni stosunek objętości pary w strefie dwufazowej do całkowitej objętości strefy nie zmienia się w czasie $\alpha_c = const$ (warunek ten ma poparcie w badaniach eksperymentalnych);
- Wedekind i Bhatt [8] zakładają stały strumień ciepła $\varphi_c = const$, niezależny od temperatury pary. W modelu zaproponowanym w tej pracy stały jest tylko współczynnik przejmowania ciepła. Średni strumień ciepła zabierany z jednostki powierzchni rezerwuaru wynosi więc

$$\varphi_c = h_c (T^\wedge - T_a), \quad (15)$$

gdzie h_c – konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła, $T^\wedge$ – temperatura powierzchni skraplania, T_a – temperatura otoczenia. Stałość strumienia na całej powierzchni implikuje liniową zmianę stosunku ilości pary do cieczy w miarę przepływu pary i skraplania wzdłuż strefy;

- straty tarcia są pomijalnie małe w bilansie energii;
- para jest ściśliwa i może być rozważana jako jednorodna (gęstość, lepkość i temperatura jest taka sama w całym skraplaczu);
- para ma w całej objętości parownika taką samą wartość temperatury, która jest równa wartości temperatury na wlocie skraplacza (skraplanie w warunkach izotermicznych), a schłodzenie cieczy do temperatury wyjściowej następuje dopiero w strefie cieczy;
- ciecz jest rozważana jako ciecz nieściśliwa.

2.2.1. Strefa pary

Strefa pary (o stałej długości L_{cv}) jest rozpatrywana jako strefa ściśliwego gazu o gęstości ρ_v , zależnej od ciśnienia i temperatury (Rys. 3). Z równania zachowania masy można napisać wzór na różnicę pomiędzy strumieniem masy $\dot{m}_{ci}$ cieczy wpływającej do skraplacza i strumieniem masy $\dot{m}_{c\eta}$ cieczy wypływającej ze strefy pary do strefy dwufazowej

$$\dot{m}_{ci} - \dot{m}_{c\eta} = L_{cv} S_c \partial \rho_v / \partial t. \quad (16)$$

Różnica pomiędzy ciśnieniem p_{ci} na początku strefy pary a ciśnieniem $p_{c\eta}$ na końcu strefy jest wyrażona przez równanie

$$p_{ci} - p_{c\eta} = f \frac{L_{cv}}{D_c S_c^2} \frac{\dot{m}_{ci}^2}{2 \rho_v}. \quad (17)$$

Współczynnik Darcy'ego f wyznaczany jest z równania Colebrooka.

2.2.2. Strefa dwufazowa

W strefie dwufazowej o zmiennej długości η strumień masy zmienia się od $\dot{m}_{c\eta}$ do $\dot{m}_{c\beta}$ (Rys. 1), a różnica strumieni równa jest sumie przyrostów masy cieczy i gazu w strefie dwufazowej

$$\dot{m}_{c\eta} - \dot{m}_{c\beta} = (1 - \alpha_c) S_c \rho_l \partial \eta / \partial t + \alpha_c S_c \partial (\rho_v \eta) / \partial t. \quad (18)$$

Suma przyrostów energii wewnętrznych cieczy i gazu w strefie dwufazowej jest równa sumie energii odprowadzonej do otoczenia i energii wydzielonej podczas skraplania

$$(1 - \alpha_c) S_c h_l \rho_l \frac{\partial \eta}{\partial t} + \alpha_c S_c h_v \frac{\partial (\rho_v \eta)}{\partial t} = -\varphi_c \pi D_c \eta + h_v \dot{m}_{c\eta} - h_l \dot{m}_{c\beta}, \quad (19)$$

a strumień mocy odprowadzonej do otoczenia φ_c wyrażony jest równaniem (15).

Przyjęto, że na odcinku η spadek ciśnienia powodowany jest tylko przepływem pary

$$p_{c\eta} - p_{c\beta} = f \frac{\eta}{D_c S_c^2} \frac{\dot{m}_{c\eta}^2}{2\rho_v} \alpha_c - \rho_l g H_\eta (1 - \alpha_c). \quad (20)$$

2.2.3. Strefa cieczy

Długość strefy cieczy β zależy od długości strefy dwufazowej η (Rys. 3)

$$\beta(t) = L_c - L_{cv} - \eta, \quad (21)$$

Z równania ciągłości można wyznaczyć różnicę strumienia masy $\dot{m}_{c\beta}$ cieczy wpływającej do strefy i strumienia masy cieczy $\dot{m}_{co}$ wypływającej ze strefy

$$\dot{m}_{c\beta} - \dot{m}_{co} = \rho_l S_c d\beta/dt, \quad (22)$$

a spadek ciśnienia w strefie cieczy z równania

$$p_{c\beta} - p_{co} = \frac{32\beta}{D_c^2 S_c} \frac{\dot{m}_{c\beta} \mu_l}{\rho_l} - \rho_l g H_\beta, \quad (23)$$

gdzie drugi człon oznacza ciśnienie hydrostatyczne słupa cieczy w strefie cieczy, przy różnicy wysokość pomiędzy końcami strefy równej H_β .

2.3. Model rezerwuaru

Rezerwuar jest prostopadłościennym zbiornikiem o wysokości H_r i polu podstawy S_r . Wypełniony jest w części cieczą. Pozostałą część zajmuje para. Objętość, jaką zajmuje para, zależy od ilości cieczy w całej pompie oraz od aktualnej długości strefy dwufazowej w skraplaczu. Jeśli V_l – oznacza ilość cieczy w całej pompie, a V_{CPL} – objętość pompy, to znając długość strefy dwufazowej w skraplaczu można wyliczyć wysokość słupa cieczy w rezerwuarze

$$H_l = H_r - [V_{CPL} - V_l - S_c (L_{cv} - \alpha_v \eta)] / S_r. \quad (24)$$

Ciśnienie na wlocie skraplacza wynosi

$$p_{ri} = p_r + H_l g \rho_l. \quad (25)$$

Strumień masy cieczy wpływającej z trójnika do rezerwuaru

$$\dot{m}_r = \rho_l S_r dH_l/dt. \quad (26)$$

2.4. Model przewodów cieczy i pary

Model przewodów cieczy i pary zakłada izotermiczny przepływ nieściśliwego płynu. W układzie wyróżniamy cztery przewody: przewód pary – łączący parownik ze skraplaczem, przewody cieczy: łączące skraplacz z trójnikiem, trójnik z rezerwuaem i trójnik z parownikiem. Dla przewodu pary przyjmujemy przepływ turbulentny, a dla przewodów cieczy – laminarny. Spadki ciśnień

w każdym z odcinków wynoszą odpowiednio dla przewodów pary, cieczy (skraplacz – trójnik, trójnik – rezerwuar, trójnik – parownik):

$$p_{eo} - p_{ci} = f \frac{L_{ec}}{D_{ec} S_{ec}^2} \frac{\dot{m}_v^2}{2\rho_v}, \quad p_{co} - p_t = \frac{32L_{ct}}{D_{ct}^2 S_{ct}} \frac{\dot{m}_{co}\mu_l}{\rho_l} - \rho_l g H_{ct}, \quad (27)$$

$$p_t - p_{ri} = \frac{32L_{rt}}{D_{rt}^2 S_{rt}} \frac{\dot{m}_r\mu_l}{\rho_l} + \rho_l g H_{rt}, \quad p_{ei} - p_t = \frac{32L_{et}}{D_{et}^2 S_{et}} \frac{\dot{m}_{ei}\mu_l}{\rho_l}. \quad (28)$$

Równanie zachowania masy w trójniku ma postać $\dot{m}_{co} - \dot{m}_r = \dot{m}_{ei}$.

3. WYNIKI

Rozwiązaniem opisanego wyżej układu równań jest rozkład temperatury w obudowie parownika i materiale porowatym, temperatura powierzchni parowania, 10 wartości ciśnienia w różnych miejscach pompy, 5 strumieni masy płynu, długość strefy dwufazowej i strefy cieczy w skraplaczu oraz wysokość słupa cieczy w rezerwuarze. Model został zaimplementowany w środowisku Matlab.

Aby zastosować opisany model teoretyczny należy wyznaczyć dla danej pompy parametry zależne od konstrukcji pompy. Jest to wartość współczynnika parowania a_e w równaniu (9) oraz wartości parametrów a i b , dla kanałów odprowadzających parę w równaniu (14). Wyznaczenie wartości tych parametrów polegało na dokonaniu pomiaru warunków panujących w pompie kapilarnej w stanie ustalonym. Dla dwóch wartości mocy doprowadzonej do pompy zmierzone zostały wartości temperatury powierzchni chłodzonego tranzystora T_E , temperatury pary wypływającej z parownika T_{eo} (w modelu równa wartości temperatury powierzchni parowania T^*), wartość ciśnienia cieczy w trójniku p_t oraz ciśnienia pary na wyjściu parownika p_{eo} .

Znając wartość temperatury w T_E i T^* , została wyznaczona wartość współczynnika parowania. Obliczona została wartość wewnętrznej powierzchni obudowy parownika T_s , następnie wartość strumienia masy $\dot{m}^*$. Ostatecznie z równania (9) wyliczona została wartość współczynnika parowania $a_e = 0,0025$.

Zmierzone wartości ciśnienia w trójniku p_t i na wylocie parownika p_{eo} posłużyły do wyznaczenia wartości współczynników a i b . Znalezione parametry mają wartość $a = 0,1621$ i $b = -0,2162$. W dalszych symulacjach wykorzystano ww. wartości parametrów.

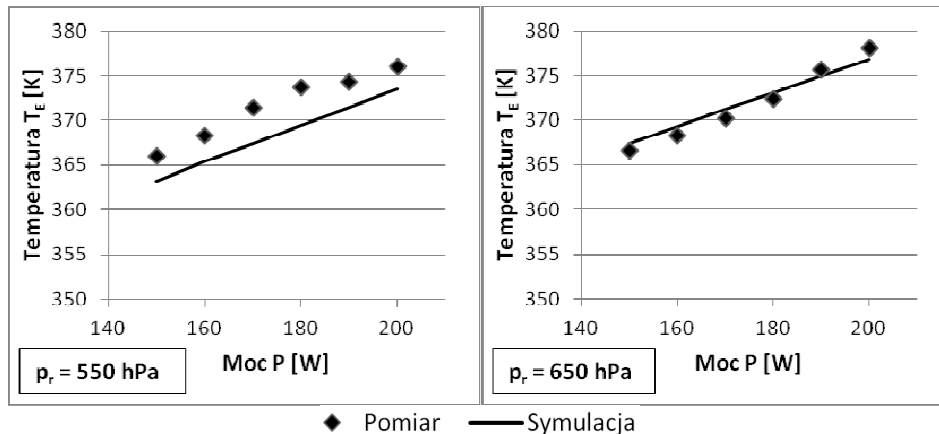
Zaprezentowany model teoretyczny został wykorzystany do obliczeń dla pompy kapilarnej zbudowanej w Instytucie Elektroniki PŁ. System chłodzenia i wyniki pomiarów działania systemu chłodzenia z pompą kapilarną zostały szczegółowo omówione w [6].

Najważniejszymi omawianymi parametrami będą: P – moc odprowadzana z elementu chłodzenia przez medium chłodzące, T_E – temperatura elementu chłodzonego (temperatura powierzchni obudowy stykająca się z powierzchnią obudowy parownika) oraz ciśnienie pary w rezerwuarze pompy kapilarnej – p_r .

3.1. Wyniki dla stanów ustalonych

Symulacje przeprowadzono dla mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym od wartości $P = 140$ W do $P = 210$ W. W modelu została założona prawidłowa cyrkulacja medium chłodzącego. Model nie uwzględnia przypadków nieprawidłowego działania pompy kapilarnej, powodowanych dodatkowymi zjawiskami nieopisanymi w modelu, takich jak cofanie się powierzchni parowania w głąb materiału porowatego, czy blokowanie parownika nieskroplonymi pęcherzami pary. Wyniki zaprezentowane poniżej wykraczają więc poza zakres mocy, przy których pompa działa prawidłowo [6]. Symulacje zostały przeprowadzone dla czterech przypadków ciśnienia pary w rezerwuarze pompy p_r : 350 hPa, 450 hPa, 550 hPa i 650 hPa.

Na Rys. 4 przedstawione zostały przykładowe wyniki symulacji i pomiarów dla stanów ustalonych. Temperatura chłodzonego elementu okazała się praktycznie liniowo zależna od wydzielanej mocy w badanym zakresie mocy i ciśnienia. Przykładowo dla ciśnienia $p_r = 650$ hPa temperatura tranzystora zwiększa się średnio o wartość ok. 0,19 K/W.



Rys. 4. Temperatura T_E w funkcji czasu mocy P dla stanów ustalonych

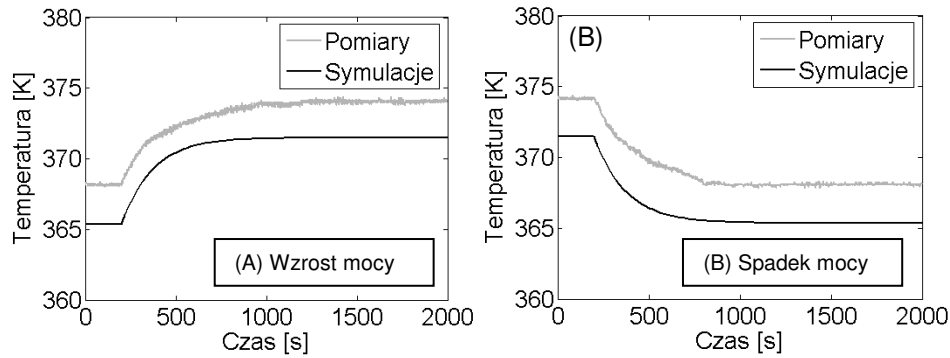
Fig. 4. Temperature T_E vs. power P for steady state conditions

Dla ciśnienia pary w rezerwuarze p_r o wartościach od 450 hPa do 650 hPa wyniki uzyskane w pomiarach wykazują dużą zgodność z wynikami symulacji. Dla ciśnienia $p_r = 450$ hPa, maksymalna różnica pomiędzy zmierzoną i obliczoną w symulacjach wartością temperatury elementu chłodzonego wynosi $\Delta T_E = 3,5$ K, przy 200 W mocy wydzielanej w elemencie. Dla ciśnienia $p_r = 550$ hPa, maksymalna różnica pomiędzy wartościami temperatury T_E wyliczonymi i pomierzonymi wynosi $\Delta T_E = 4,2$ K (dla $P = 180$ W). Przy ciśnieniu w rezerwuarze równym 650 hPa, różnica ta osiąga wartość maksymalną $\Delta T_E = 1,3$ K, dla mocy $P = 200$ W.

3.2. Wyniki dla stanów przejściowych

W celu sprawdzenia modelu w stanach przejściowych dokonano symulacji dla zmiennej mocy P wydzielanej w chłodzonym elemencie, przy stałych warunkach otoczenia i stałym ciśnieniu pary w rezerwuarze pompy. Zmiana mocy powodowała zmianę temperatury T_E tranzystora. Pomiary i symulacje wykonywane były do momentu ustabilizowania się temperatury T_E .

Na Rys. 5 pokazane zostały przykładowe przebiegi zmian temperatury powierzchni chłodzonego elementu, przy zmianie mocy wydzielanej w elemencie z wartości $P = 160$ W na $P = 190$ W (Rys. 5 (A)) oraz przy spadku mocy z wartości $P = 190$ W na 160 W (Rys. 5 (B)). Zmiana mocy następowała w chwili $t_0 = 200$ s.



Rys. 5. Temperatura T_E w funkcji czasu ($p_r = 550$ hPa):
(A) wzrost mocy, (B) spadek mocy

Fig. 5. Temperature T_E vs. time ($p_r = 550$ hPa):
(A) increase in P , (B) decrease in P

Podczas pomiarów, przy zmianie mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym, w chwili t_0 temperatura zaczyna zmieniać się od temperatury początkowej $T_0 = T(t_0)$ do końcowej T_∞ . W pierwszym przypadku (Rys. 5 (A)) temperatura z początkowej wartości $T_0 = 368,1$ K zaczęła rosnąć, aż do uzyskania wartości w stanie ustalonym równej $T_\infty = 374,1$ K. Zmiany można opisać wzorem:

$$T(t) = (T_0 - T_\infty)e^{-t/\tau} + T_\infty, \quad (29)$$

gdzie: t – czas, τ – stała czasowa, T_∞ – temperatura chłodzonego elementu w stanie ustalonym. Szybkość zmian temperatury charakteryzowana jest przez jeden parametr – stałą czasową τ .

Dokonano aproksymacji wyników z wykorzystaniem funkcji (29). Wyznaczona wartość stałej czasowej w tym przypadku wyniosła $\tau = 235,7$ s.

Na rysunku pokazany został także przebieg temperatury powierzchni elementu chłodzonego T_E , będący wynikiem symulacji wzrostu mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym przy tych samych wartościach. Temperatura

powierzchni chłodzonego tranzystora T_E , zaczęła rosnąć od wartości początkowej $T_0 = 365,4$ K do osiągnięcia wartości końcowej $T_\infty = 371,5$ K w stanie ustalonym. Analogicznie jak w poprzednim rozdziale, zależność temperatury T_E od czasu t , można opisać równaniem (29). Dla przedstawionych na rysunku zmian temperatury elementu chłodzonego wyliczona wartość stałej czasowej z symulacji wyniosła $\tau = 218,9$ s. Różnica w wartościach wyliczonej i pomierzonej stałej czasowej wynosi $\Delta\tau = 16,8$ s. W stosunku do wartości pomierzonej daje to względną różnicę równą $\Delta\tau/\tau = 7,1\%$.

Różnice wartości temperatury początkowej i końcowej pomiędzy wynikami pomiarów i symulacji wyniosły: dla temperatury początkowej $\Delta T_E = 2,6$ K, a dla temperatury końcowej $\Delta T_E = 2,7$ K.

Na Rys. 5 (B) pokazany został przykładowy przebieg zmian temperatury powierzchni chłodzonego elementu T_E , przy zmniejszeniu, w chwili $t_0 = 200$ s, mocy wydzielanej w chłodzonym elemencie. Temperatura z początkowej wartości $T_0 = 374,1$ K zaczęła opadać, aż do uzyskania temperatury w stanie ustalonym równej $T_\infty = 368,2$ K. Tak jak poprzednio, wykonana została aproksymacja wyników z wykorzystaniem funkcji (29). Z danych pomiarowych, wyliczona została stała czasowa, której wartość wyniosła $\tau = 222,3$ s.

Wyniki symulacji dla spadku mocy wydzielanej w tranzystorze zostały także pokazane na Rys. 5 (B). Wartości początkowe i końcowe temperatury chłodzonego elementu wyniosły odpowiednio $T_0 = 371,5$ K i $T_\infty = 365,4$ K. Wyliczona wartość stałej czasowej wyniosła $\tau = 233,3$ s. Różnica w wartościach wyliczonej i pomierzonej stałej czasowej wynosi $\Delta\tau = 11,0$ s. W stosunku do wartości pomierzonej, daje to względną różnicę równą $\Delta\tau/\tau = 4,9\%$.

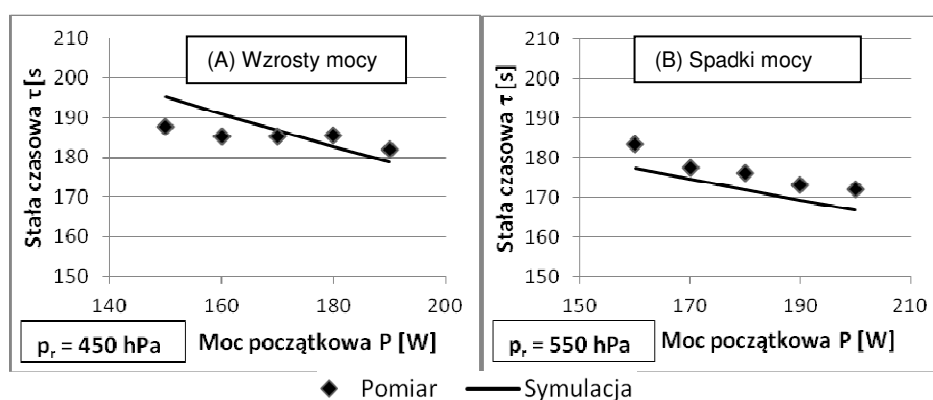
Różnice wartości temperatury początkowej i końcowej, pomiędzy wynikami pomiarów i symulacji, wynoszą odpowiednio dla temperatury początkowej $\Delta T_E = 2,6$ K i dla temperatury końcowej $\Delta T_E = 2,8$ K.

W dalszej części badań zostały wykonane serie pomiarów i symulacji dla systemu chłodzenia z pompą kapilarną przy wzrostach i spadkach mocy o wartość 10 W. Na Rys. 6 przedstawiono przykładowe wyniki wyznaczonych stałych czasowych. W pierwszej serii (Rys. 6 (A)), moc P wydzielana w elemencie chłodzonym była zwiększana o wartość $\Delta P = 10$ W. Wartości mocy początkowej (przed zmianą) były w zakresie od $P = 150$ W do $P = 190$ W. W drugiej serii zaś, moc P była zmniejszana o $\Delta P = 10$ W względem mocy początkowej (od $P = 200$ W do $P = 160$ W).

Na Rys. 6 (A) zostały przedstawione wyliczone wartości stałych czasowych τ , dla pomierzonych zmian temperatury T_E , przy wzrostach mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym o $\Delta P = 10$ W. Najmniejsza wartość stałej czasowej wyznaczonej z pomiarów w tej serii była równa $\tau = 182,0$ s i została obliczona dla mocy początkowej $P = 190$ W. Największą wartość stała czasowa osiągnęła przy $P = 150$ W mocy początkowej i wyniosła ona $\tau = 187,0$ s. Stała czasowa zmniejsza się po zwiększeniu ciśnienia w rezerwuarze. Im większa jest moc początkowa, tym układ chłodzony szybciej osiąga stan ustalony po zmianie mocy.

Dla symulacji wartości stałych czasowych wyniosły odpowiednio: największa $\tau = 195,3$ s i najmniejsza $\tau = 178,0$ s. Maksymalna różnica wyników symulacji względem pomiarów wyniosła $\Delta\tau/\tau = 4,1\%$ (dla mocy początkowej $P = 150$ W).

Dla spadków mocy o $\Delta P = 10$ W (Rys. 6 (B)) najmniejsza wartość stałej czasowej z pomiarów wyniosła $\tau = 172,0$ ($P = 190$ W), a największą osiągnęła przy 150 W mocy i wyniosła ona $\tau = 183,4$ s. Dla symulacji wartości stałych czasowych wyniosły odpowiednio: największa $\tau = 177,3$ s i najmniejsza $\tau = 166,7$ s. Maksymalna różnica wyników symulacji względem pomiarów wyniosła $\Delta\tau/\tau = 3,3\%$ (dla 150 W mocy początkowej).



Rys. 6. Stała czasowa τ w funkcji mocy początkowej P dla stanów nieustalonych

Fig. 6. Time constant τ vs. initial power P for transient conditions

We wszystkich przypadkach (zarówno dla wzrostów, jak i spadków mocy P) stała czasowa τ , charakteryzująca szybkość zmian temperatury T_E , zależy od ciśnienia pary w rezerwarze pompy i zmniejsza się po zwiększeniu jego wartości. Ponadto stała czasowa zależy od wartości mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym. Przy większych wartościach mocy wydzielanej w elemencie stała czasowa ma mniejszą wartość. Na zależność wartości stałej czasowej τ od mocy P i ciśnienia p_r mają wpływ różne, wzajemnie wpływające na siebie zjawiska. Zarówno przy wzroście mocy P jak i przy wzroście ciśnienia p_r temperatura chłodzonego elementu wzrastała. Zmieniało to szybkość parowania cieczy z powierzchni materiału porowatego, która jak wynika z równania Hertza-Knudsen jest odwrotnie proporcjonalna do pierwiastka z wartości temperatury powierzchni parowania. Zmiana temperatury powoduje jednak zmianę wartości ciśnienia pary nasyconej. Przy zmianie ciśnienia p_r zmianie ulega także wartość ciśnienia pary nad powierzchnią parowania. Obie wartości mają bezpośredni wpływ na szybkość parowania. Z kolei w skraplaczu, szybkość skraplania także zależy od wartości temperatury i ciśnienia pary. Wszystkie te efekty dają w wyniku zmniejszanie się wartości stałej czasowej τ , przy zwiększaniu się ciśnienia w pompie kapilarnej i zwiększaniu mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym.

4. PODSUMOWANIE

Podsumowując porównanie wyników symulacji i pomiarów, dla wszystkich przebadanych przypadków, zarówno wzrostów jak i spadków mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym, można stwierdzić, że w przebadanych przypadkach zaproponowany model teoretyczny, przedstawiony w tej pracy, dobrze opisuje zachowanie systemu chłodzenia z pompą kapilarną do chłodzenia elementów elektronicznych. Charakter zmian temperatury elementu chłodzonego wyliczony z modelu jest taki sam jak zmierzony w badanym systemie.

W stanach ustalonych wyniki temperatury obudowy tranzystora uzyskane z symulacji różniły się od wyników uzyskanych w pomiarach maksymalnie o 4,2 K.

Dla wszystkich przebadanych wzrostów mocy, maksymalna różnica pomiędzy stałymi czasowymi wyznaczonymi z pomiarów i symulacji, względem stałych czasowych uzyskanych z pomiarów, wyniosła 4,1%. Dla mierzonych spadków mocy, maksymalna różnica stałych czasowych względem wyznaczonych z pomiarów wyniosła 3,1%.

Zaproponowany model opisuje działanie pompy zarówno w stanach ustalonych, jak i przejściowych. Nie uwzględnia on zjawisk zachodzących podczas startu pompy. Z założenia dotyczy on tylko poprawnej pracy pompy, czyli pracy w której spełnione są następujące warunki: przewody cieczy i materiał porowaty są całe wypełnione wodą, przewód pary i kanały odprowadzające całkowicie wypełnione parą, w skraplaczu zachodzi całkowite skraplanie pary. Model rezerwuaru zakłada stabilizację ciśnienia pary wewnątrz.

LITERATURA

- [1] Butler D., Ku J., Swanson Th., *Loop Heat Pipes and Capillary Pumped Loops – an Applications Perspective*; AIP Conf. Proc. January 14, 2002; Vol. 608, pp. 49-56 Space Technology and Applications International Forum – STAIF 2002.
- [2] Eames I.W., Marr N.J., Sabir H., *The Evaporation Coefficient of Water: a Review*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40. No. 12, pp. 2963-2973, 1997.
- [3] Ku J., Krolczek E., McIntosh R., *Analytical Modeling of the Capillary Pumped Loop*, Proceedings of the 6th International Heat Pipe Conference, Grenoble, France, 1987.
- [4] Liao Q., Zhao T.S., *A visual study of phase-change heat transfer in a two-dimensional porous structure with a partial heating boundary*, International Journal of Heat and Mass Transfer 43 (2000), pp. 1089-1102.
- [5] Pouzet E., Joly J.L., Platel V., Grandpeix J.Y., Butto C., *Dynamic response of a capillary pumped loop subjected to various heat load transients*, International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 2293-2316.

- [6] Wajman T., *Pompy kapilarne jako wydajne elementy chłodzenia w układach elektronicznych*, Ciepłne Maszyny Przepływowe – Turbomachinery, Vol. 136 (2009).
- [7] Wajman T., *System chłodzenia z pompą kapilarną typu CPL*, Ciepłne Maszyny Przepływowe – Turbomachinery, Vol. 139 (2011).
- [8] Wedekind G., Bhatt B., Beck B., *A system mean void fraction model for predicting various transient phenomena associated with two-phase evaporating and condensing flows*, J. Multiphase Flow 4 (1978) 97-114.
- [9] Ytrehus T., Østomo S., *Kinetic theory approach to interphase processes*. International Journal of Multiphase Flow, Vol. 22, No. 1, pp. 133-155, 1996.
- [10] Zhao T.S., Liao Q., *On capillary-driven flow and phase-change heat transfer in a porous structure heated by a finned surface: measurements and modeling*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43, pp. 1141-1155.

Tomasz WAJMAN
Politechnika Łódzka
Instytut Maszyn Przepływowych
tomasz.wajman@p.lodz.pl

SYSTEM CHŁODZENIA Z POMPĄ KAPILARNĄ TYPU CPL

Streszczenie: Praca prezentuje prototypowy system chłodzenia z pompą kapilarną zbudowany w celu zbadania właściwości pomp typu CPL. Jednym z ważniejszych elementów projektu było zbudowanie układu kontroli pracy pompy kapilarnej, dzięki czemu system jest w stanie aktywnie reagować na zmiany mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym.

Słowa kluczowe: układy chłodzenia, pompa kapilarna.

COOLING SYSTEM WITH A CAPILLARY PUMPED LOOP

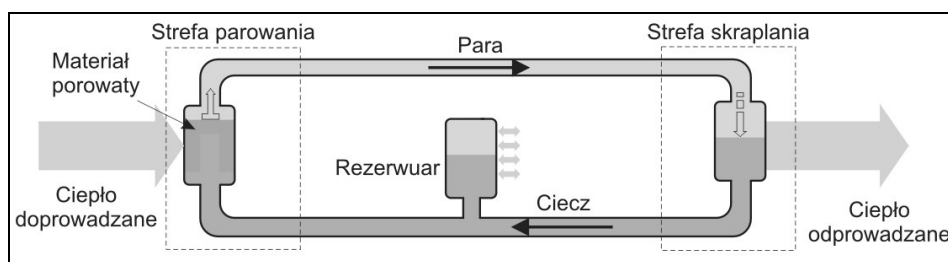
Abstract: A prototype of the cooling system with a Capillary Pumped Loop device developed in order to study its capabilities is presented. An important part of the project is a system of pump control. The cooling system actively reacts to the changes of power dissipated in the cooled element.

Keywords: cooling systems, capillary pumped loop.

1. WSTĘP

Współczesna elektronika wymaga coraz efektywniejszych metod chłodzenia. Obok stosowanych powszechnie sposobów chłodzenia rozwijane są alternatywne metody schładzania elementów. Jednym z takich urządzeń są pompy kapilarne (*Capillary Pumps*) [1-2]. Ich rozwój zapoczątkowany został w roku 1966 przez F.J. Stengera z Lewis Research Center (NASA) [7]. Badania nad pompami kapilarnymi związane są ściśle z rozwojem technologii stosowanych w przestrzeni kosmicznej [3-6]. Pompa kapilarna jest zamkniętym, dwufazowym urządzeniem transportującym ciepło. Wykorzystuje ona siły kapilarne oraz zjawiska parowania i skraplania do zapewnienia cyrkulacji płynu chłodzącego. Brak ruchomych elementów i możliwość transportowania dużej ilości ciepła z małej powierzchni (kilkaset watów z centymetra kwadratowego) na duże odległości (nawet rzędu kilku metrów) czynią pompę kapilarną bardzo wydajnym elementem chłodzącym.

W pracy przedstawiony zostanie system chłodzenia elementów elektronicznych z pompą kapilarną typu CPL (*Capillary Pumped Loop*). Przegląd stanu wiedzy na temat pomp kapilarnych typu CPL został przedstawiony w [8]. Schemat działania pompy kapilarnej CPL przedstawiony jest na Rys. 1. W pompie wyróżnia się strefę parowania (parownik) i strefę skraplania (skraplacz). Ciepło doprowadzone od elementu chłodzonego do parownika powoduje podgrzanie i odparowanie znajdującej się w nim czynnika chłodzącego. Powoduje to wzrost ciśnienia, na skutek czego para przesuwa się do skraplacza, gdzie odprowadzanie ciepła do otoczenia powoduje schłodzenie pary, a następnie jej skroplenie. Skroplony czynnik ochładza się dalej i przepływa z powrotem do parownika. Siły kapilarne działające na powierzchni materiału porowatego znajdującego się w parowniku powodują powstanie różnicy ciśnienia, która zapewnia krążenie medium chłodzącego. Do zapewnienia poprawnej cyrkulacji czynnika niezbędne jest występowanie odpowiedniej różnicy temperatury pomiędzy tymi strefami.



Rys. 1. Pompa cieplna typu CPL

Fig. 1. Capillary Pumped Loop

Jak widać na Rys. 1, pompa CPL posiada rezerwuar wykorzystywany do uruchomienia pompy oraz regulacji punktu pracy układu. Dzięki temu można dostosowywać pracę pompy zarówno do generowanej mocy cieplnej w układzie chłodzonym, jak i warunków otoczenia. Podstawowa wada pompy CPL to konieczność regulacji ciśnienia pary czynnika w rezerwuarze zarówno w trakcie rozruchu, jak i podczas pracy pompy.

2. SYSTEM CHŁODZENIA Z POMPĄ KAPILARNĄ TYPU CPL

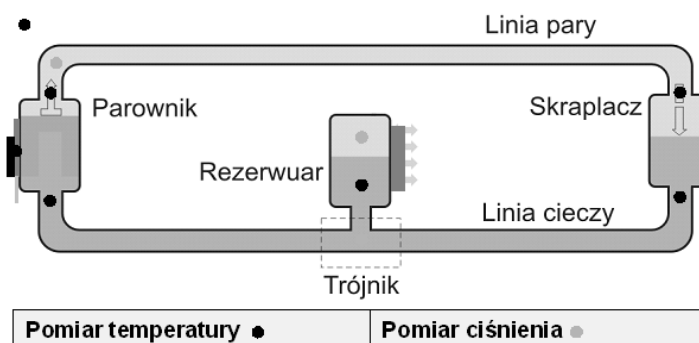
W badaniach prowadzonych w Instytucie Elektroniki PŁ zbudowany został system chłodzenia układów elektronicznych wykorzystujący pompę kapilarną typu CPL do odprowadzania ciepła (grant KBN 3T11B 042 26). W systemie chłodzenia, oprócz pompy, wykonany został układ sterowania pompą oraz układ kontroli chłodzonego elementu. W ramach badań zbudowane zostało stanowisko badawcze, dzięki któremu można sterować elementem chłodzonym oraz kontrolować warunki panujące wewnątrz pompy (ciśnienie i temperaturę). Układ badawczy został zintegrowany z elementami systemu chłodzenia.

Jako chłodzony element elektroniczny został wybrany tranzystor IRG4PC60U-P. Z założenia system miał odprowadzać z chłodzonego elementu ok. 150-200 W ciepła. Maksymalna moc, jaka może być wydzielana w tranzystorze wynosi 210 W. W zaproponowanym układzie kontrola elementu elektronicznego ogranicza się do pomiaru wartości temperatury na powierzchni obudowy.

Sterowanie pompą kapilarną odbywa się poprzez regulację ciśnienia w rezerwuarze pompy. Rezerwuar jest prostopadłościennym zbiornikiem, wypełnionym częściowo cieczą, a częściowo parą. Program sterujący ma za zadanie utrzymać wartość ciśnienia w rezerwuarze na zadanym poziomie. Układ pracuje w stanie quasistatycznym i cały czas dochodzi do fluktuacji ciśnienia powodowanymi wahaniami poziomu cieczy w rezerwuarze oraz zmianami ciśnienia w pozostałych elementach pompy. Z powodu dużej pojemności cieplnej obudowy rezerwuaru oraz cieczy wewnątrz rezerwuaru, zmiana temperatury zachodzi z opóźnieniem. Dlatego też sygnałem zwrotnym dla programu sterującego jest nie temperatura, a ciśnienie pary w rezerwuarze. Pozwala to na szybszą reakcję programu i lepszą stabilizację punktu pracy. Regulacja odbywa się za pomocą dwóch ogniw Peltier, które mogą grzać lub chłodzić rezerwuar.

Układ pomiaru ciśnienia tworzą trzy czujniki ciśnienia wraz z modulem ADAM-4017. Układ mierzy wartość ciśnienia w trzech punktach: ciśnienie pary za wyjściem z parownika, ciśnienie cieczy w trójniku łączącym rezerwuar z przewodem cieczy oraz ciśnienie pary w rezerwuarze. Rozmieszczenie punktów pomiarowych pokazane jest na Rys. 2. Do pomiaru ciśnienia zostały wybrane czujniki ciśnienia typu MPX4115A. Podłączone są do komputera za pomocą modułu pomiarowego ADAM 4017.

Układ pomiaru temperatury tworzy siedem czujników temperatury oraz układy kompensujące będące częścią karty pomiarowej DAQtemp firmy IOtech. Jako czujniki temperatury wykorzystane zostały termopary płaszczowe typu „K”. Rozmieszczenie punktów pomiarowych pokazane jest na Rys. 2.



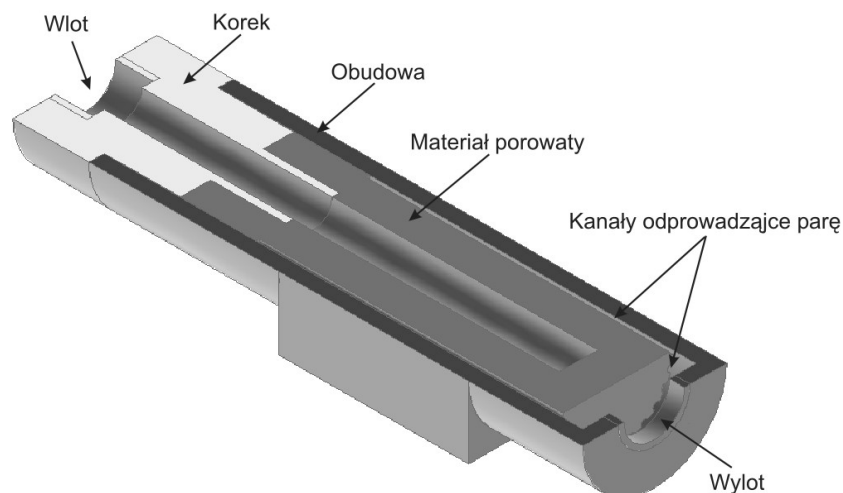
Rys. 2. Położenie czujników ciśnienia i temperatury

Fig. 2. Pressure and temperature sensor locations

2.1. Pompa kapilarna typu CPL

Pompa kapilarna typu CPL składa się z trzech podstawowych elementów: parownik, skraplacz i rezerwuar. Wszystkie wymienione elementy połączone są za pomocą półprzeźroczystych przewodów polietylenowych umożliwiając obserwację czynnika chłodzącego.

Ponieważ prawie całe ciepło zabierane z chłodzonego elementu przejmowane jest w trakcie procesu parowania (niewielka część idzie na podgrzanie cieczy schłodzonej w skraplaczu), ciecz powinna charakteryzować się przede wszystkim jak najwyższym ciepłem parowania. Aby zrekompensować wszystkie spadki ciśnienia, na powierzchni materiału porowatego musi powstać odpowiednio duże ciśnienie kapilarne. Z tego powodu ciecz powinna mieć jak największy współczynnik napięcia powierzchniowego. Jako medium chłodzące w konstruowanej pompie wybrano destylowaną i odgazowaną wodę.

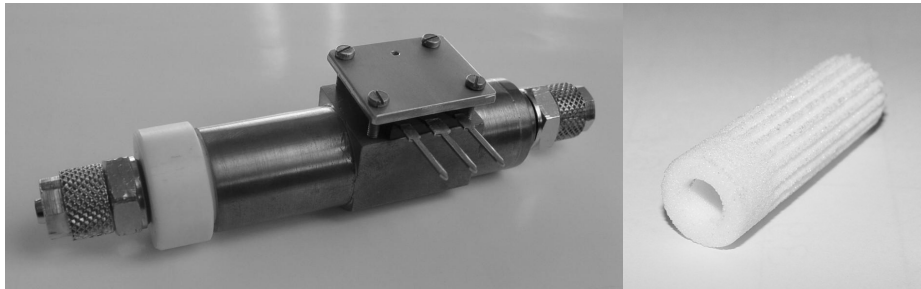


Rys. 3. Schemat parownika

Fig. 3. Evaporator scheme

W zbudowanej pompie wybrano cylindryczny typ parownika (Rys. 3). Parownik składa się z trzech części: obudowy, materiału porowatego i korka. Cylindryczny materiał porowaty wsunięty jest w obudowę i unieruchomiony korkiem. Wygląd zmontowanego parownika wraz z zamontowanym elementem chłodzonym oraz wygląd materiału porowatego pokazane są na Rys. 4. Obudowa wykonana jest z miedzi. W odległości odpowiadającej środkowi kanałów odprowadzających parę z materiału porowatego, znajduje się blok, na którym montuje się element chłodzony. Jako materiału porowatego użyto elementu ze spieku szklanego. Materiał porowaty miał postać wydrążonego walca o średnicy zewnętrznej 15 mm i długości 50 mm. Przepuszczalność

materiału porowatego wynosiła $\kappa = 8,62 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2$, a porowatość $\varepsilon = 0,727$. Na powierzchni walca zostały wyfrezowane 24 kanały odprowadzające parę.

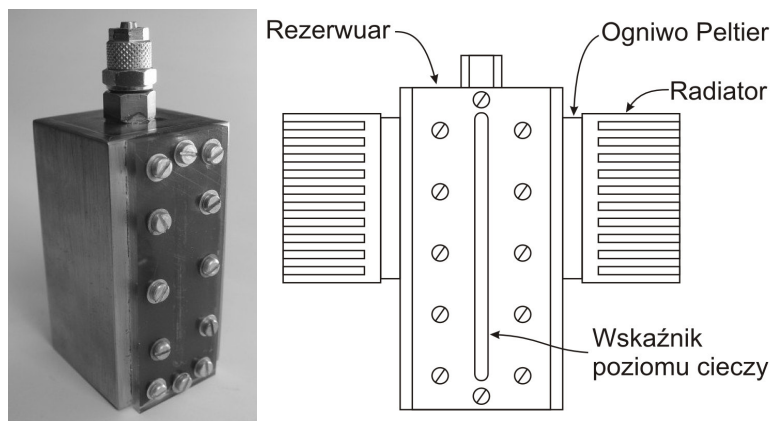


Rys. 4. Parownik i materiał porowaty

Fig. 4. Evaporator and porous wick

Jako skraplacza w zbudowanym prototypie pompy kapilarnej użyto chłodnicy firmy Thermaltake, model Liquid Cooling Big Radiator. Głównym elementem chłodnicy jest miedziany przewód o średnicy wewnętrznej 4 mm i długości 1,65 m. Przewód ten jest zwinięty wewnątrz chłodnicy i obudowany radiatorem z cienkich blaszek aluminiowych, zamocowanych na przewodzie. Na radiatorze zamocowany jest wentylator, który wymusza przepływ powietrza.

Rezerwuar jest prostopadłościennym zbiornikiem o wymiarach 4x4x8 cm (Rys. 5). Wykonany jest z mosiężnej blachy o grubości 4 mm. Na bocznych ściankach rezerwuaru zamocowane są dwa ogniwa Peltier. Można za ich pomocą zarówno podgrzewać, jak i schładzać rezerwuar. Na zewnętrznych powierzchniach ogniw zamocowane zostały dwa aluminiowe radiatory żeberkowe.



Rys. 5. Rezerwuar

Fig. 5. Reservoir

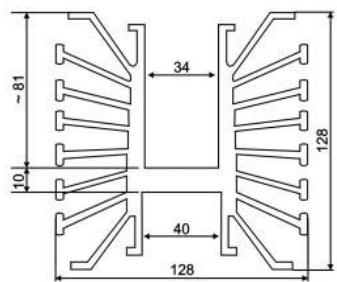
3. WYNIKI POMIARÓW

W pierwszej kolejności wykonane zostało porównanie wyników chłodzenia za pomocą zbudowanego systemu z pompą kapilarną, z wynikami uzyskanymi przy chłodzeniu tego samego elementu elektronicznego za pomocą radiatora aluminiowego. Następnie system chłodzenia został przebadany podczas pracy w stanach ustalonych i przejściowych.

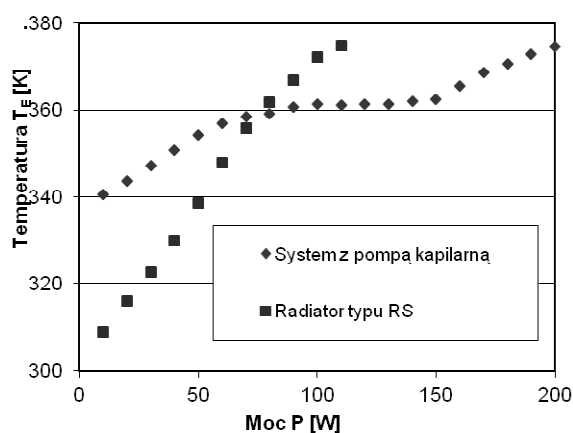
Najważniejszymi omawianymi parametrami opisującymi pracę systemu chłodzenia są: P – moc generowana w elemencie chłodzonym, T_E – temperatura elementu chłodzonego, p_r – ciśnienie pary w rezerwuarze.

3.1. Porównanie chłodzenia tranzystora IGBT przy pomocy systemu chłodzenia z pompą kapilarną oraz radiatora

Dla porównania skuteczności chłodzenia elementu elektronicznego za pomocą badanego systemu z innym typem chłodzenia, dokonano pomiaru temperatury powierzchni tranzystora chłodzonego za pomocą aluminiowego radiatora typu RS o długości 150 mm (Rys. 6). Wyniki porównania przedstawione są na Rys. 7. Dla radiatora maksymalna moc, przy której nie przekroczona została dopuszczalna temperatura powierzchni tranzystora, wyniosła 110 W. Przy tej wartości mocy wydzielanej w chłodzonym elemencie, wartość temperatury wyniosła $T_E = 374,4$ K, co daje strumień mocy o wartości ok. $\phi = 44$ W/cm².



Rys. 6. Radiator typu RS
Fig. 6. RS type radiator



Rys. 7. Porównanie systemu chłodzenia z CPL z chłodzeniem radiatorem typu RS
Fig. 7. Cooling system with CPL vs. RS type radiator cooling

Pomiary dla systemu chłodzenia z pompą zostały wykonane dla mocy P o wartości od 10 W do 200 W. Dla mocy do 70 W parowanie cieczy w parowniku zachodziło w niewielkim stopniu. Był on cały wypełniony wodą. Na wylocie pojawiały się pęcherzyki pary. Praktycznie całe ciepło wydzielane przez chłodzony element było odprowadzane do otoczenia przez konwekcję naturalną z obudowy parownika. Moc generowana w elemencie była zbyt mała, żeby spowodować prawidłową cyrkulację medium chłodzącego. Ponieważ obudowa parownika jest elementem metalowym, dobrze przewodzącym ciepło, parownik pełniąc rolę radiatora wystarczył, aby nie przekroczyć w chłodzonym elemencie maksymalnej dopuszczalnej wartości temperatury na obudowie. Z powodu niewielkich rozmiarów parownika wartość temperatury, jaką osiągała powierzchnia tranzystora jest wyższa niż dla chłodzenia radiatorem typu RS. Dla mocy 10 W temperatura elementu chłodzonego systemem z pompą kapilarną była wyższa od temperatury przy chłodzeniu radiatorem o ponad 30 K i wyniosła $T_E = 340,6$ K. Wraz ze wzrostem mocy różnica wartości temperatury przy obu sposobach chłodzenia malała, aż do zrównania dla mocy o wartości ok. 70-80 W, gdy w obu przypadkach osiągnęła wartość $T_E \approx 360$ K.

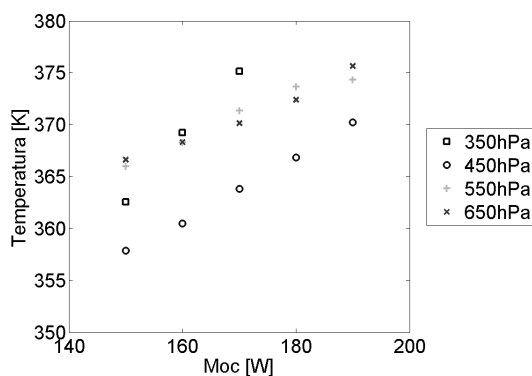
Dla mocy o wartości powyżej 70 W, na wylocie parownika pompy zaczynały pojawiać się coraz częściej pęcherze pary przechodzące przy zwiększaniu mocy w dłuższe chwile wypływu pary. Pompa zaczęła pracować „impulsowo”. Startowała, przez chwilę działała prawidłowo, a po schłodzeniu tranzystora przepływ pary zatrzymywał się, aż do nagrzania parownika. Tego typu praca pompy występowała dla mocy o wartości do ok. 150 W. W tym zakresie wraz ze wzrostem mocy parowanie odgrywa coraz większą rolę i pompa zaczyna coraz lepiej chłodzić tranzystor. Swoją skutecznością przewyższa już chłodzenie radiatorem. Powyżej mocy 110 W radiator okazał się niewystarczający, aby utrzymać temperaturę elementu chłodzonego poniżej dopuszczalnej. W przypadku systemu chłodzenia z pompą kapilarną temperatura elementu chłodzonego oscylowała. Wyniki przedstawiają maksymalne wartości temperatury osiągane podczas pracy w tym zakresie mocy (od 70 W do 150 W).

Powyżej mocy 150 W praca pompy była ciągła. Para równomiernym strumieniem przepływała z parownika do skraplacza. Temperatura chłodzonego elementu wzrastała wraz ze zwiększającą się mocą, aż do osiągnięcia temperatury $T_E = 374,6$ K przy mocy ok. 200 W. Maksymalny strumień ciepła zabierany przez system z pompą kapilarną wyniósł $\phi = 84$ W/cm².

Z przedstawionego porównania wynika, że system chłodzenia z pompą kapilarną gorzej chłodzi element dla mocy o wartościach do ok. 70-80 W. Powyżej tej mocy system lepiej schładza element. Moc, jaką można wydzielić w elemencie przy chłodzeniu pompą kapilarną, była prawie dwukrotnie wyższa niż przy chłodzeniu badanym radiatorem. Pomimo braku prawidłowego przepływu medium chłodzącego dla niższych mocy wydzielanych w elemencie chłodzonym, wartość temperatury T_E nie przekraczała maksymalnej dopuszczalnej temperatury obudowy i tranzystor mógł pracować bez uszkodzenia w całym zakresie mocy do 200 W.

3.2. Wyniki pomiarów dla stanów ustalonych

Wszystkie pomiary w stanach ustalonych przeprowadzone zostały przy stałym ciśnieniu pary w rezerwuarze pompy. Ciśnienie pary w rezerwuarze było stabilizowane na poziomach: 350 hPa, 450 hPa, 550 hPa i 650 hPa. Moc wydzielana w chłodzonym tranzystorze była ustalana na poziomach z przedziału od 150 W do 200 W (co 10 W). Na Rys. 8 przedstawione zostały wyniki pomiarów temperatury powierzchni chłodzonego tranzystora T_E , w zależności od wartości ciśnienia pary w rezerwuarze p_r i wartości mocy P wydzielanej w elemencie chłodzonym.



Rys. 8. Temperatura T_E w zależności mocy P

Fig. 8. Temperature T_E vs. power P

Dla ciśnienia pary w rezerwuarze 350 hPa, pompa nie działała jeszcze prawidłowo. Nie można było zaobserwować ciągłego przepływu pary w przewodzie. Pojawiały się okresowe przepływy pary, podczas których temperatura elementu chłodzonego T_E obniżała się, po czym para zatrzymywała się, a temperatura T_E wzrastała. Po osiągnięciu pewnej wartości temperatury, para znów wypływała etc. W wynikach przedstawione zostały maksymalne osiągane wartości oscylującej temperatury. Dla mocy o wartościach od 150 W do 170 W temperatura elementu chłodzonego była na dopuszczalnym poziomie (poniżej maksymalnej dopuszczalnej temperatury – $T_{E,maxs} = 379$ K). Dla mocy o wartości $P = 150$ W osiągnęła wartość $T_E = 362,6$ K, a dla mocy $P = 170$ W wartość $T_E = 375,1$ K.

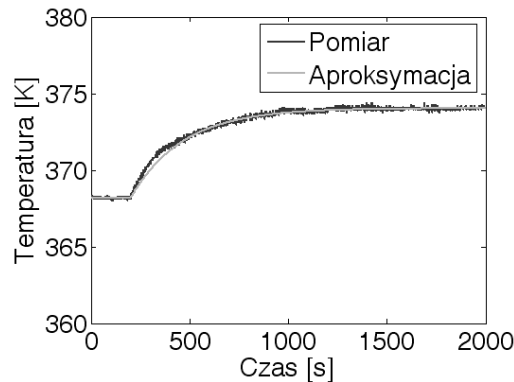
Dla ciśnienia pary w rezerwuarze powyżej 650 hPa system chłodzenia nie działał prawidłowo przy żadnej wartości mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym. Zbyt duże ciśnienie pary powodowało wolne parowanie cieczy z materiału porowatego i pompa nie była w stanie wystarczająco szybko zabierać ciepła z chłodzonego elementu.

Dla pozostałych wartości ciśnienia (450-650 hPa) przepływ medium chłodzącego był ciągły. Pompa działała prawidłowo. Wraz ze wzrostem mocy wydzielanej w elemencie, wzrastała temperatura jego powierzchni. Dla ciśnienia $p_r = 450$ hPa, temperatura powierzchni elementu chłodzonego zmieniała się w badanym zakresie mocy (150 W-200 W) od wartości 357,8 K dla najniższej wartości mocy, do 373,5 K dla wartości największej. Przy ciśnieniu pary w rezerwarze $p_r = 550$ hPa, wartość temperatury T_E wyniosły odpowiednio $T_E = 366,0$ K i $T_E = 376,0$ K. Dla ciśnienia $p_r = 650$ hPa wartości te wynosiły $T_E = 366,6$ K i $T_E = 378,1$ K.

3.3. Wyniki pomiarów dla stanów przejściowych

W celu zbadania systemu w stanach przejściowych, zmieniana była moc P wydzielana w chłodzonym tranzystorze, przy stałych warunkach otoczenia i stałym ciśnieniu pary w rezerwarze pompy. Zmiana mocy powodowała zmianę temperatury T_E tranzystora. Pomiarы wykonywane były do momentu ustabilizowania się temperatury T_E .

Na Rys. 9 pokazany został przykładowy przebieg zmian temperatury powierzchni chłodzonego elementu T_E , przy zmianie mocy wydzielanej w elemencie z wartości $P = 160$ W na 190 W, przy ciśnieniu pary w rezerwarze $p_r = 550$ hPa. Zmiana mocy nastąpiła w chwili $t_0 = 200$ s. Temperatura z początkowej wartości $T_0 = 368,1$ K zaczęła rosnąć, aż do uzyskania wartości w stanie ustalonym równej $T_\infty = 374,1$ K.



Rys. 9. Temperatura T_E w funkcji czasu – wzrost wartości mocy

Fig. 9. Temperature T_E vs. time – power increase

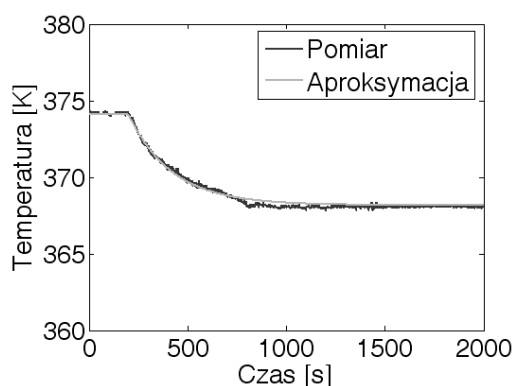
Przy zmianie mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym, w chwili t_0 temperatura zaczyna rosnąć od temperatury początkowej $T_0 = T(t_0)$ do końcowej T_∞ , a zmiany można opisać wzorem:

$$T(t) = (T_0 - T_\infty)e^{-t/\tau} + T_\infty, \quad (1)$$

gdzie: t – czas, τ – stała czasowa, T_∞ – temperatura chłodzonego elementu w stanie ustalonym. Szybkość zmian temperatury charakteryzowana jest przez jeden parametr – stałą czasową τ .

Dokonana została aproksymacja wyników z wykorzystaniem funkcji (1). Wyznaczona wartość stałej czasowej wyniosła $\tau = 235,7$ s.

Na Rys. 10 pokazany został przykładowy przebieg zmian temperatury powierzchni chłodzonego elementu T_E , przy zmniejszeniu, w chwili $t_0 = 200$ s, mocy wydzielanej w chłodzonym elemencie z wartości $P = 190$ W na $P = 160$ W (dla ciśnienia pary w rezerwuarze $p_r = 550$ hPa). Temperatura z początkowej wartości $T_0 = 374,1$ K zaczęła opadać, aż do uzyskania temperatury w stanie ustalonym równej $T_\infty = 368,2$ K. Tak jak poprzednio, wykonana została aproksymacja wyników z wykorzystaniem funkcji (1). Z danych pomiarowych wyliczona została stała czasowa, której wartość wyniosła $\tau = 222,3$ s.



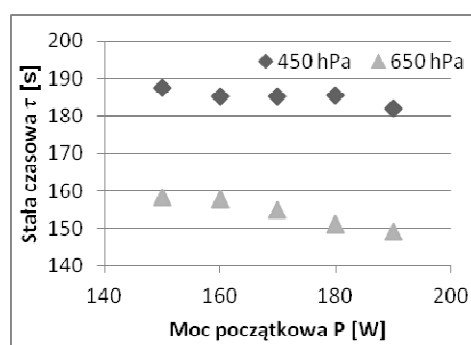
Rys. 10. Temperatura T_E w funkcji czasu – spadek wartości mocy

Fig. 10. Temperature T_E vs. time – power decrease

W dalszej części badań zostały wykonane dwie serie pomiarów dla systemu chłodzenia z pompą kapilarną. Moc P wydzielana w elemencie chłodzonym była zwiększana o wartość $\Delta P = 10$ W. Wartości mocy początkowej (przed zmianą) były w zakresie od $P = 150$ W do $P = 190$ W. W drugiej serii zaś, moc P była zmniejszana o $\Delta P = 10$ W względem mocy początkowej (od $P = 200$ W do $P = 190$ W) przy ciśnieniu. Dla wszystkich pomiarów, została wyliczona wartość stałej czasowej charakteryzującej szybkość zmian temperatury. Pomiarzy wykonano dla dwóch różnych wartości ciśnienia pary w rezerwuarze p_r .

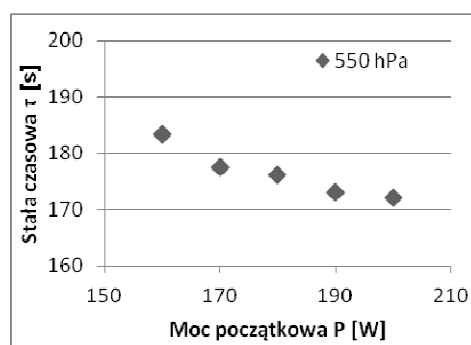
Na Rys. 11 zostały przedstawione wyliczone wartości stałych czasowych τ , dla pomierzonych zmian temperatury T_E , przy wzrostach mocy wydzielanej w elemencie chłodzonym o $\Delta P = 10$ W. Najmniejsza wartość stałej czasowej przy wzroście mocy o $\Delta P = 10$ W była równa $\tau = 149,0$ s i została obliczona dla mocy początkowej $P = 190$ W (czyli dla zmiany mocy z $P = 190$ W na $P = 200$ W), dla ciśnienia pary w rezerwuarze $p_r = 650$ hPa. Największą wartość stała czasowa osiągnęła przy $P = 150$ W mocy początkowej, ciśnieniu w rezerwuarze $p_r = 450$ hPa i wyniosła ona $\tau = 187,6$ s. Dla spadków mocy o $\Delta P = 10$ W

wyniki wyliczonej stałej czasowej, dla ciśnienia w rezerwarze równego $p_r = 550$ hPa, zostały przedstawione na Rys. 12. Największa wartość stałej czasowej wyniosła $\tau = 183,4$ s i została obliczona dla mocy początkowej $P = 160$ W (czyli dla zmiany mocy z $P = 160$ W na $P = 150$ W). Najmniejszą wartość stała czasowa osiągnęła przy 200 W mocy początkowej i wyniosła $\tau = 172,0$ s.



Rys. 11. Stała czasowa τ w funkcji mocy początkowej P . Wzrosty mocy

Fig. 11. Times constant τ vs. initial power P . Power increases



Rys. 12. Stała czasowa τ w funkcji mocy początkowej P . Spadki mocy

Fig. 12. Times constant τ vs. initial power P . Power decreases

4. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiony został projekt systemu chłodzenia elementów elektronicznych wykorzystującego prototypową cylindryczną pompę kapilarną do odprowadzania ciepła z elementu chłodzonego. Zbudowane zostało stanowisko kontrolno-pomiarowe, które umożliwiło przeprowadzenie badań nad systemem chłodzenia, w stanach ustalonych i przejściowych. Wykonany system umożliwiał regulację ciśnienia pary w rezerwarze pompy i tym samym możliwość regulacji pracy systemu chłodzenia. Przedstawiono prototyp wykonanej pompy kapilarnej.

Zaprezentowane zostały wyniki porównania z chłodzeniem elementu za pomocą radiatora aluminiowego typu RS. Z przeprowadzonych badań wynika, że zaproponowany system zapewnia wystarczającą skuteczność chłodzenia elementu elektronicznego w znacznie szerszym zakresie mocy wydzielanych w tym elemencie. Maksymalna moc możliwa do wydzielenia w elemencie przy chłodzeniu systemem z pompą kapilarną okazała się blisko dwukrotnie większa niż przy chłodzeniu radiatorem. Przy czym nawet przy nieprawidłowym przepływie medium chłodzącego dla mocy z niższego zakresu wartości, system zapewniał wystarczająco dobre chłodzenie i element chłodzony mógł pracować.

W dalszej części badań systemu chłodzenia wykonano pomiary przy chłodzeniu w warunkach ustalonych oraz przejściowych. Badania te wykazały dużą skuteczność systemu chłodzenia. Można było tak sterować pompą kapilarną, aby w założonym zakresie mocy wydzielanych w tranzystorze nie przekroczona została maksymalna dopuszczalna temperatura tranzystora.

LITERATURA

- [1] Chen P.C., Lin W.K., *The application of capillary pumped loop for cooling of electronic components*, App. Thermal Engineering 21, pp.1739-1754, 2001.
- [2] Figus C., Ounougha L., Bonzom P., Supper W., Puillet C., *Capillary fluid loop developments in Astrum*, Appl. Therm. Eng. 23, pp.1085-1098, 2003.
- [3] Ku J., Hoang T., Nguyen T., Yun S., *Performance of CAPL-2 Starter Pump Cold Plates*, 31st AIAA Thermophysics Conference, New Orleans, LA, Paper AIAA 96-1837, 1996.
- [4] Ku J., Kroliczek E., McCabe Jr M.E., Benner S.M., *A high power spacecraft thermal management system*, AIAA Thermophysics, Plasmadynamics and Laser Conference, San Antonio, TX, Paper AIAA 88-2702, 1988.
- [5] Ku J., Kroliczek E., McIntosh R., *Analytical modeling of the capillary pumped loop*, Proceedings of the 6th International Heat Pipe Conference, Grenoble, France, 1987.
- [6] Ku J., Ottenstein L., Cheung K., Hoang T., Yun S., *Ground Test of Capillary Pumped Loop (CAPL 3) Flight Experiment*, 28th International Conference on Environmental System, Danvers, Massachusetts, July 13-16, 199.
- [7] Stenger F.J., *Experimental feasibility study of water-filled capillary-pumped heat-transfer loops*, NASA TM X-1310, 1966.
- [8] Wajman T., *Pompy kapilarne, jako wydajne elementy chłodzenia dla układów elektronicznych*, CMP – Turbomachinery, No. 136, pp. 61-74, 2009.
- [9] Wang G., Mishkinis D., Nikanpour D., *Capillary heat loop technology: Space applications and recent Canadian activities*, Applied Thermal Engineering 28 (2008) 284-303.

Janusz WALCZAK
janusz.walczak@put.poznan.pl
Mateusz GRZELCZAK
mateusz.grzelczak@put.poznan.pl

BASICS IN THE DESIGN OF RADIAL ROTORS OF COMPRESSION STAGES

Abstract: The work provides results of analyses in order to extend indications necessary for designing of rotors on the basis of Cordier line derived from numerous tests. Literature provides relationships between rapidity indexes, diameter, isentropic increment of enthalpy and efficiency. This work suggests approximate relationships between leakage, fanning, operation and rapidity indexes, rotor width and flow angle and rapidity index. The indications are to facilitate selection of the values for the designer and, in particular, values relating to geometry and flow at the rotor outlet.

Keywords: radial compression stages, rotors, principles in design.

PODSTAWY PROJEKTOWANIA WIRNIKÓW PROMIENIOWYCH STOPNIE SPRĘŻAJĄCYCH

Streszczenie: W pracy podano wyniki analiz w celu poszerzenia wskazań potrzebnych do projektowania wirników w oparciu o linię Cordiera, wywodzącą się z wielu badań. W literaturze podaje się zależności między wskaźnikami szybkobieżności, średnicy, izentropowego przyrostu entalpii oraz sprawności. Zaproponowano tutaj przybliżone zależności strat przecieku i brodzenia, wskaźników pracy i prędkości, szerokości wirnika i kąta przepływu od wskaźnika szybkobieżności. Wskazania mają ułatwić konstruktorowi wybór tych wielkości, a szczególnie geometrii i przepływu na wylocie wirnika.

Słowa kluczowe: promieniowe stopnie sprężające, wirniki, zasady projektowania.

1. INTRODUCTION

The given design values such as capacity and pressure increment may be realized with the use of various structures. This work will refer to the designing method based upon Cordier's concept and chart with the use of rapidity index

K_n and diameter δ . By selecting a pair of K_n and δ indexes, we select approximate value of efficiency at the same time. As it may be observed in the charts – Fig. 3÷6, K_n values may occur in wide ranges – for compressors and blowers in $K_n = 0.04 \div 0.35$ and a wider range for fans – $K_n = 0.05 \div 0.80$. It may also be observed that values of efficiency of stages will also be found in a wide range – for compressors and blowers $\eta \approx 0.60 \div 0.85$, for fans $\eta = 0.30 \div 0.90$.

If, for various reasons, we select K_n and δ values, which, at the same time, determine revolutions and diameter of a rotor, another question arises – what geometry of a rotor is to be used to realize the designed values. Here we mean the vane angle β_2 , width b_2/d_2 and flow angle α_2 – Fig. 1 and 2. This work is to provide the answer to this question.

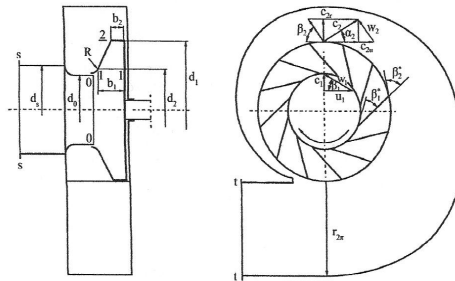


Fig. 1. A diagram of a radial fan

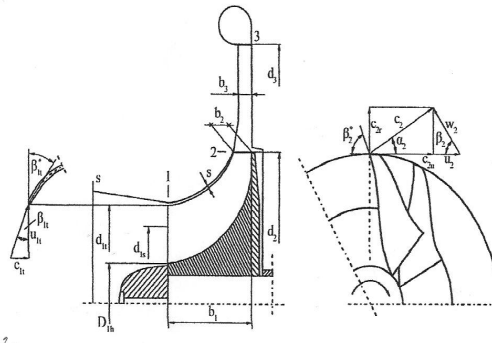


Fig. 2. A diagram of a stage with an unshrouded axial and radial rotor

2. CHARACTERISTIC INDEXES, BASIC RELATIONSHIPS AND RESULTS OF ANALYSES

A compression machine is designed for a set capacity and pressure increment as well as isentropic increment of enthalpy connected with the same. There may not be many structural solutions for the set parameters. Some of them will have high efficiencies, whereas others will have low efficiencies.

We need to remember that two flows are similar, if current lines in the flows are geometrically similar. Therefore, flow channels also have to be geometrically similar. Thus, kinematic and geometrical similarity is the basis here.

For the purposes of designing and with the use of general principles of flow similarity, specific indexes connected with capacity and pressure increments are created [3, 4, 5]. In such indexes, capacity and pressure increment refers to the outer diameter of the rotor d_2 and circumferential velocity u_2 . The efficiency index is defined as follows

$$\Phi_v^* = \frac{v}{u_2^2} = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} d_2^2 u_2} \quad (1)$$

where v is a specific default velocity. The index of isentropic increment of enthalpy has the form of

$$\Psi_s = \frac{\Delta i_s}{\frac{1}{2} u_2^2} \quad (2)$$

where isentropic increment of enthalpy is as follows

$$\Delta i_s = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (3)$$

It may be shown that the capacity index connected with radial constituent of velocity c_{2r} at the rotor outlet and increment of enthalpy and index s is connected with the circumferential constituent c_{2u} . The above-mentioned indexes determine similarity of velocity triangles at the rotor outlet. Thus, kinematic similarity of flow in the rotor and the entire stage is determined. The basic conclusion is that in order to preserve kinematic similarity of flow as well as geometrical similarity of channels, capacity and enthalpy increment indexes must have the same values.

The above-mentioned indexes could be used for designing, if there were any indications relating to the course of efficiency depending on the indexes. However, practical designing is different. With the use of an appropriate combination of indexes of capacity and pressure increase, two new indexes were created, namely rapidity and diameter indexes

$$K_n = \Psi_s^{-3/4} \Phi_v^{*1/2} = 0,0351 \Delta i_s^{-3/4} \dot{V}^{1/2} n \quad (4)$$

$$\delta = \Psi_s^{1/4} \Phi_v^{*-1/2} = 1,0536 \Delta i_s^{1/4} \dot{V}^{-1/2} d_2 \quad (5)$$

and the following relationships exist between these indexes

$$\Psi_s = \frac{1}{\delta^2 K_n^2}; \quad \Phi_v^* = \frac{1}{\delta^3 K_n} \quad (6)$$

Designing on the basis of K_n and δ indexes involves selection of the index values and calculation of rotational speeds n and rotor diameter d_2 from the above-mentioned relationships. K_n and δ values may be selected, if we have relationships between efficiency and K_n and δ values. This method is used in the designing methodology and the results of tests of various structures provided the relationships of K_n as a function of efficiency of the compression process – Fig. 3-7.

$$\eta_s = \frac{\Delta i_s}{\Delta i} \quad (7)$$

and actual increment of enthalpy in the stage is

$$\Delta i = i_2 - i_1 = u_2 c_{2u} + l_{s-b} + l_{s-pa} \quad (8)$$

where l_{s-b} means fanning losses and l_{s-pa} means frontal leakage losses.

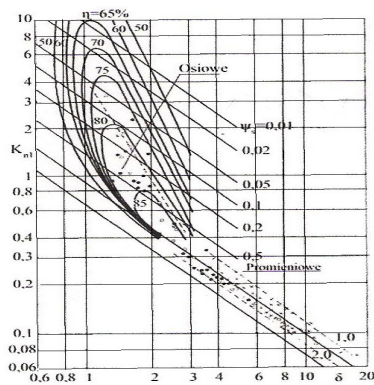


Fig. 3. Relationship between rapidity index K_n and diameter index δ

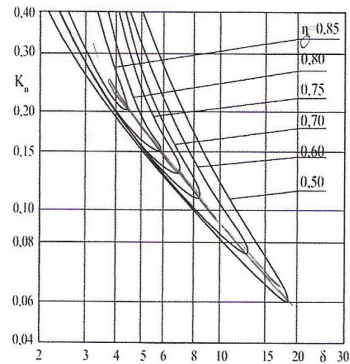


Fig. 4. Relationships between rapidity indexes K_n and diameter δ for radial stages. Dotted line – Cordier line [1]

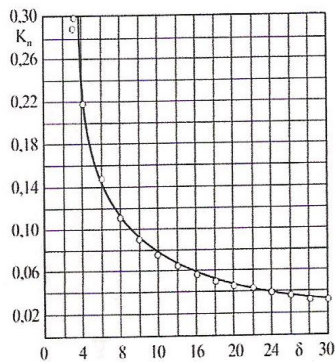


Fig. 5. Relationship between K_n and δ indexes for Cordier line

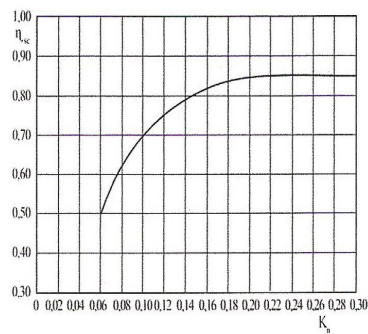


Fig. 6. The course of isentropic efficiency of the stage depending on rapidity index for Cordier line

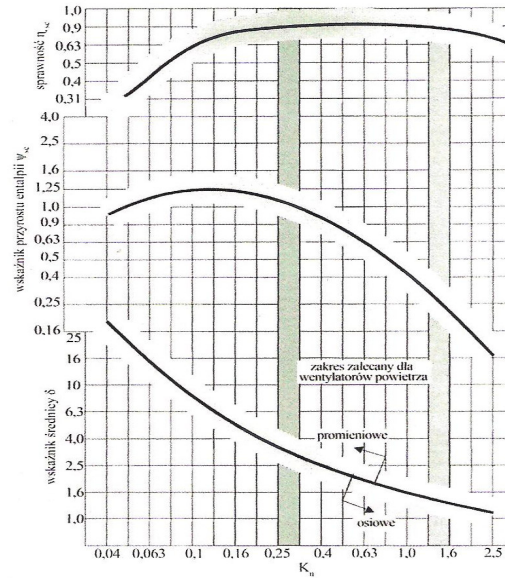


Fig. 7. Charts of efficiency η_{sc} , index of isentropic increment of enthalpy ψ_{sc} and diameter index δ depending on rapidity index K_n for fans according to Bommes [2]

By introducing the operation index

$$\psi_p = \frac{u_2 c_{2u}}{\frac{1}{2} u_2^2} = \frac{2 c_{2u}}{u_2} \quad (9)$$

and upon transformation, we will obtain

$$\eta_s = \frac{\psi_s}{\psi_p (1 + \Delta\eta_{s-b} + \Delta\eta_{s-pa})} \quad (10)$$

where $\Delta\eta$ means decrease of efficiency caused by fanning and leakage losses respectively. We calculate the operation index using the above formula

$$\psi_p = \frac{\psi_s}{\eta_s (1 + \Delta\eta_{s-b} + \Delta\eta_{s-pa})} \quad (11)$$

The operation index may also be expressed as the function K_n – Fig. 11. This should be preceded by determination of fanning and leakage losses as functions K_n . Such activities have been performed. Next, we will show some charts $\eta = f(K_n)$ and other values – ψ_s , $\Delta\eta_{s-b}$, $\Delta\eta_{s-pa}$, ψ_p – Fig. 8-11.

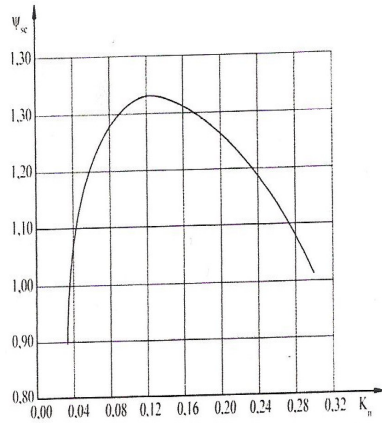


Fig. 8. The course of index of isentropic increment of enthalpy depending on the rapidity index

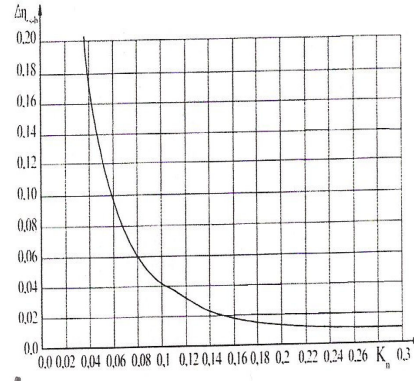


Fig. 9. The course of fanning losses depending on the rapidity index

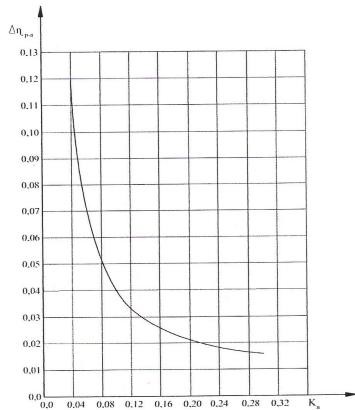


Fig. 10. Frontal leakage losses depending on K_n

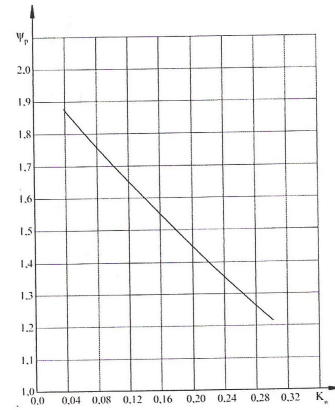


Fig. 11. The course of operation index depending on the rapidity index

We have $\psi_p = f(K_n)$ determined and we need to analyze what rotors will be used to realize this value. We are mainly concerned about the angle β_2^* and the number of vanes z_w . Vane angles may be considered as variants within 35° - 90° , whereas the number of vanes is $z_w = 8 \div 24$. The information and indications relating to selection of the number of vanes are quite different. Fig. 12 shows averages values relating to compressors and fans.

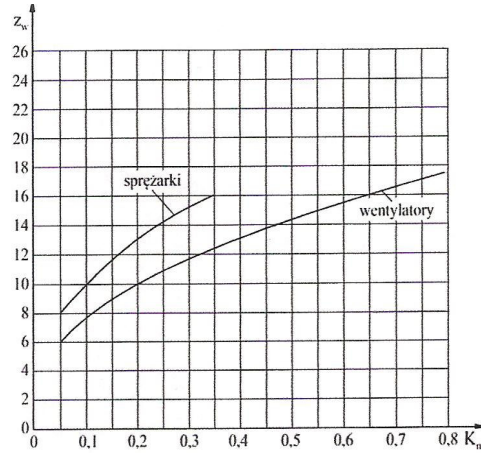


Fig. 12. The suggested number of rotor vanes z_w depending on K_n – for compressors and fans with shrouded rotors

The next stage involves determination what rotors – geometry and kinematics of flow – will be used for the realization of relationships between K_n , δ , η_s , and ψ_p . This amounts to questions concerning vane angles β_2^* , the number of vanes z_w , relative width b_2/d_2 , velocity index $\phi_{2r} = c_{2r}/u_2$ and flow angle α_2 . We do not know anything about the values in relation to Cordier line and, therefore, we have to perform some analyses of variants of selection of the values. The courses of theoretical characteristics for the infinite and finite numbers of vanes may prove helpful.

$$\frac{\Delta i_{c\infty}}{u_2^2} = f(\phi_{2r}); \quad \frac{\Delta i_c}{u_2^2} = f(\phi_{2r}) \quad (12)$$

The characteristics depend on the angle β_2^* and the number of vanes – Fig. 13.

For the purposes of determination of the characteristics we will use two methods [4]. The first of the methods is based upon Busemann's theoretical analyses and comparison of the same with results of Wiesner's tests. For the infinite number of vanes: $\Delta i_{c\infty}/u_2^2 = 1$, velocity index – $\phi_{2r\infty} = \tan \beta_2^*$.

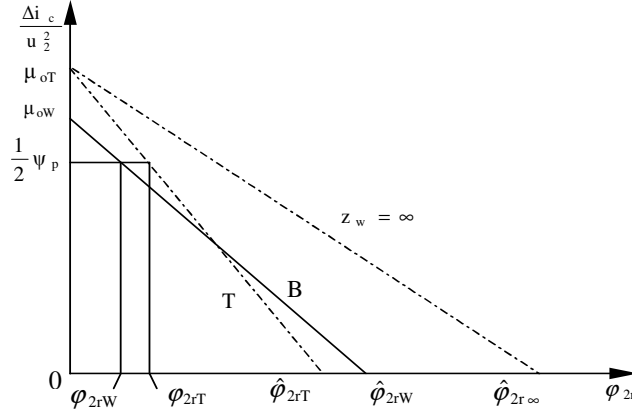


Fig. 13. Selection of the course of characteristics for realization of the design point with the use of Wiesner method – B or Tuliszka method – T

The values $\Delta i_c / u_2^2 = \mu_o$ for the infinite number of vanes and $\phi_{2r} = 0$ are determined by the formula

$$\mu_o = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2^*}}{z_w^{0.7}} \quad (13)$$

The course of $\Delta i_c / u_2^2 = f(\phi_{2r})$ may be different. Here we assume that it is parallel to the characteristics for $z_w = \infty$ and opposite axis ϕ_{2r} in the place of ϕ_{2r} . For the set ψ_p we have the point of crossing of the characteristics. This point specifies values of the velocity index ϕ_{2rW} . Tuliszka's method suggests deriving the characteristics from the point $\mu_o = 1$. However, it will cross with the axis ϕ_{2r} in the point $\hat{\phi}_{2rT}$ different than ϕ_{2rW} . Here, we disregard introduction of the value [3]. As it may be observed in Fig. 13, ϕ_{2rW} and ϕ_{2rT} values are generally different for the two methods. Therefore, subsequent values such as b_2/d_2 , α_2 , β_2 and indications as to the value of β_2^* will be different as calculated from the following relationships resulting from the triangle of velocity [3].

$$\alpha_2 = \arctg \frac{2\phi_{2r}}{\psi_p} \quad (14)$$

$$\frac{b_2}{d_2} = \frac{\phi_v^*}{4\phi_{2r}} \quad (15)$$

$$\beta_2 = \arctg \left(\frac{2\phi_{2r}}{2 - \psi_p} \right) \quad (16)$$

Comprehensive analyses were performed for the expected range of the vane angle $\beta_2^* = 40^\circ \div 60^\circ$ [5]. A selected example will be given here, e.g. for $K_n = 0,20$, $z_w = 13$.

According to Tuliscka's method:

- $\beta_2^* = 40^\circ; 45^\circ; 55^\circ$
- $\alpha_2 = 13,7^\circ; 15,2^\circ; 18,9^\circ$
- $\beta_2 = 32,6^\circ; 35,6^\circ; 42^\circ$

According to Wiesman's method:

- $\alpha_2 = 9,4^\circ; 10,1^\circ; 18,3^\circ$
- $\beta_2 = 23,6^\circ; 25,3^\circ; 41^\circ$

Finally, $\beta_2^* = 45^\circ$; $\alpha_2 = 19^\circ$, $\varphi_{2r} = 0,22$; $b_2/d_2 = 0,067$ were selected. The main basis for selection was analysis of relationships between β_2 and β_2^* angles and values of α_2 angles due to losses in diffusers. In total, several dozen variants for the range of $K_n = 0.06$ to 0.35 were performed. Fig. 14 and Fig. 15-17 shows a summary as optimum triangles of velocity, including selection of particular values. Shapes and measurements of rotors for different K_n are shown in Fig. 18.

Similar analyses were conducted for unshrouded axial and radial rotors and for fan rotors, for which only vanes for different K_n were shown – Fig. 19.

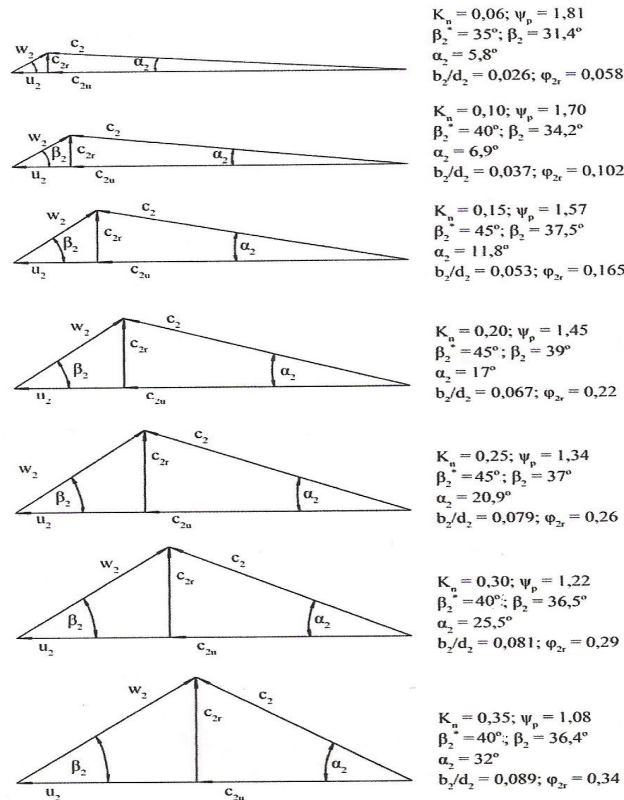


Fig. 14. Optimum triangles of velocity according to Cordier line

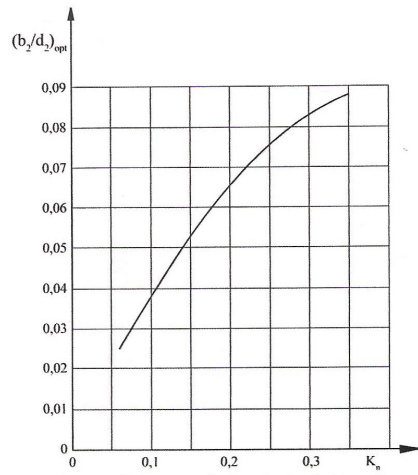


Fig. 15. Optimum relative width of the rotor b_2/d_2 as a function K_n

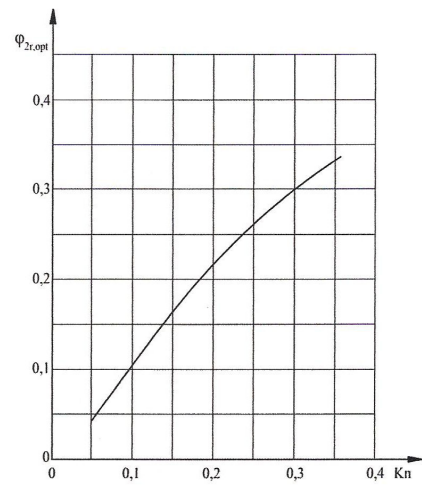


Fig. 16. Optimum index of velocity as a function K_n

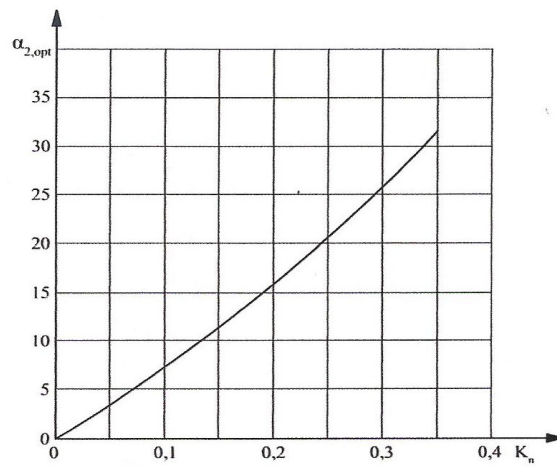


Fig. 17. Optimum flow angle $\alpha_{2,op}$ as a function K_n

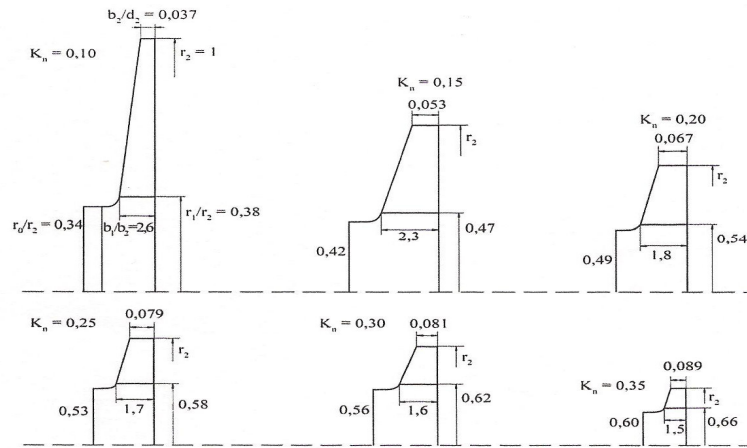


Fig. 18. Shapes and dimensions of rotors for different K_n

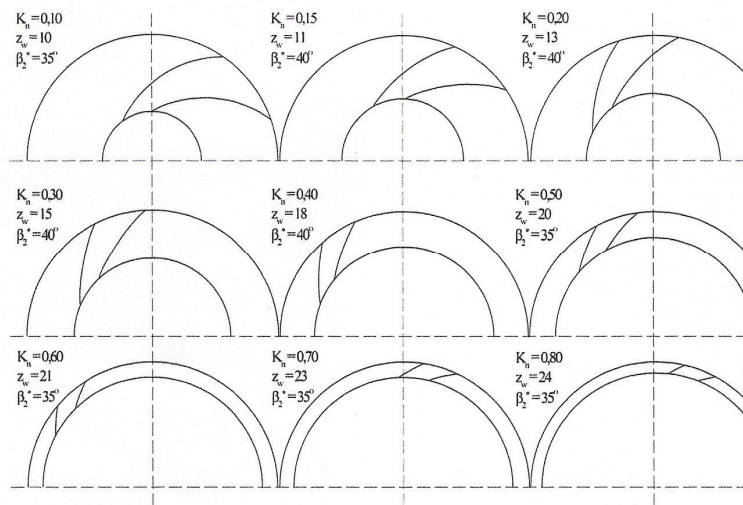


Fig. 19. Vanes of fan rotors for different K_n

3. SUMMARY

We hope that the above-mentioned information will facilitate constructions. The information is not unambiguous and it should be treated as approximate. In order to obtain precise results, it is necessary to conduct numerical analyses that will enable evaluation of the adopted geometrical assumptions both in the design point as well as in the entire range of operation of compression stages.

It is also necessary to conduct experimental tests due to the existing differences between numerical solutions and experiments.

LITERATURE

- [1] Bajle E., Wiley J., *Turbomachines. A Guide to Design, Swlection and Theory*. Interscience Publication., New York 1981.
- [2] Bommers L., Fricke J., Klaes K., *Fanen Essen*. Vulkan Verlag 1994.
- [3] Tulisza E., *Sprężarki, dmuchawy i wentylatory*. WNT, Warszawa 1976.
- [4] Walczak J., Grzelczak M., Grudziński M., *Podstawy projektowania wentylatorów promieniowych*. Prace naukowe – monografie – konferencje. Z 18. Politechnika Śląska, Gliwice 2007, 317-328.
- [5] Walczak J., Grzelczak M., *Promieniowe sprężarki, dmuchawy i wentylatory*. Zgłoszone do wydania PWN.

Andrzej WERNER
Technical University of Łódź
werkam@werkam.pl.pl

LOOKING FOR AN ENERGY SAVING BLOWER CONTROL SYSTEM

Abstract: There are cases of stable blower operation to the left of the characteristic highest point M. In order to determine the conditions which are necessary to ensure stability, experimental research of blower operation outside the normal parameters and a simulation of its behavior in various installations have been carried out. Discharge pressure oscillations to the left of M complicate and limit controlling possibilities in this area. In view of the research results, an operation with periodic flow interruption is proposed as a much more attractive method of control.

Key words: blower control system, surge.

W POSZUKIWANIU SPOSOBU STEROWANIA DMUCHAWY POD KĄTEM ZMNIEJSZENIA ZAPOTRZEBOWANIA ENERGII

Streszczenie: Znane są przypadki stabilnej pracy dmuchawy na lewo od najwyższego punktu charakterystyki M. Aby znaleźć warunki umożliwiające taki stan, wykonano badania doświadczalne pracy dmuchawy poza zakresem normalnych parametrów i symulacje jej zachowania w różnych instalacjach. Przypisane obszarowi na lewo od M oscylacje ciśnienia tłoczenia komplikują i ograniczają możliwości regulacji w tym obszarze. Na podstawie wyników badań znacznie korzystniejszą metodą sterowania wydaje się być tutaj praca z okresowym blokowaniem przepływu.

Słowa kluczowe: sterowanie dmuchaw, pompowanie.

1. INTRODUCTION

The highest point of the characteristic curve of a compressor, blower or fan (point M in Fig. 1) is deemed to be the surge limit and that is why only the curve to the right of M is usually used for operational purposes. However, it occurs in some compact gas burners that the operation point (B) of an air fan is positioned to the left of the characteristic maximum M and no instability is noticed. In such a burner design the fan, the butterfly throttling device and the air nozzle are

located very close one to another. However, separating the fan from the butterfly and thereby increasing the volume between them gives rise to instability.

To overcome this instability a different operation point, for example A instead of B could be chosen and the same nozzle inlet conditions C would be achieved by successive bleeding ($A \rightarrow B$) and throttling ($B \rightarrow C$). Nevertheless, the power consumption at the point A is greater than at B and this explains the attractiveness of using the left side of the characteristic. What conditions have to be met in order to enable operating to the left of the characteristic point M? To answer this question two areas were targeted by our research:

1) Properties of the characteristic to the left of point M. Is it an actual "static characteristic"? To explain what we mean by "static" let us take, as an example, a flag fluttering in the wind of varying direction. For a given wind azimuth a momentary flag direction cannot be determined, because of its periodical change within a certain angle interval. Only its time-averaged position may be determined. So in this example the momentary value characteristic is not static, whereas the time-averaged characteristic is static.

Another unknown is the shape of the blower (or fan, or compressor) characteristics in the region of reversed flow. The knowledge of this becomes important while studying the surge cycle.

2) What are requirements to an installation connected to the blower that ensures the avoidance of surge. More precisely, what should be the values of volumes, flow resistances, flow inertias at given interconnections of these elements?

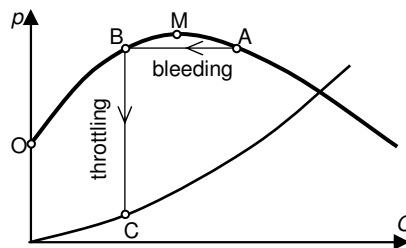


Fig. 1. Gas burner nozzle inlet operational point C can be achieved from an operational fan point B located on its characteristic to left of the maximum M by simple throttling

2. BLOWER BEHAVIOR OUTSIDE OF NORMAL OPERATION AREA

A test rig was based on a DP1.12 blower (0.8 kg/s of atmospheric air, pressure ratio 1.12 at 6500 rpm) driven by an electric motor of 15 kVA with power supply through a frequency converter. The blower is equipped with adjustable IGV and a controlled throttling valve (damper) at the machine outlet.

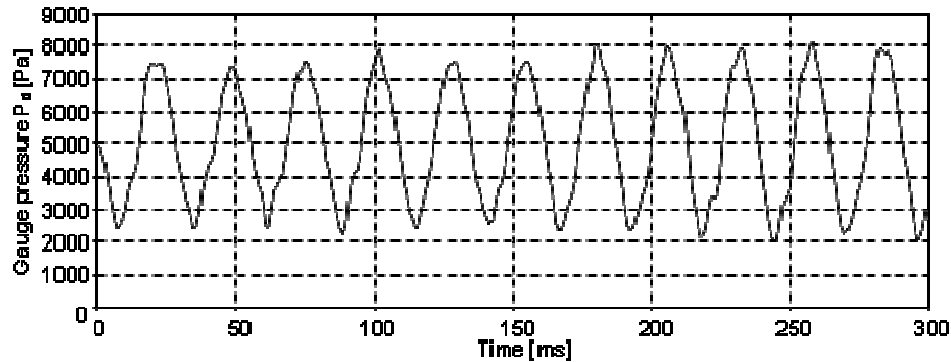


Fig. 2. Time diagram of discharge pressure while flow is stemmed at 5500 rpm

The pressure measurement in the state of complete cessation of flow (fully closed damper) was the first step in the investigation of the left side of the characteristic. At 5500 rpm (91.7 Hz) discharge pressure oscillations of approximately 40 Hz frequency were observed (Fig. 2). Varying the volume contained between machine outlet and damper (still closed), as well as opening/closing the IGV resulted in a change of shape and amplitude without influencing oscillation frequency.

Only the rotational speed variation has changed proportionally the oscillation frequency (Fig. 3). These observations lead to the conclusion that the only source of oscillations is unstable gas behavior within the rotor. The ratio "oscillation frequency / shaft rotation frequency", equal to ca. 0.45 suggests the generating mechanism is probably that of rotating stall.

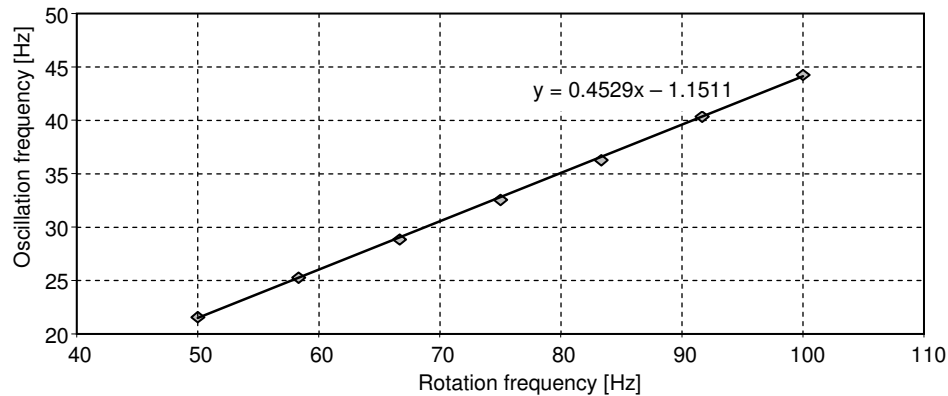


Fig. 3. Frequency of stemmed flow oscillations versus blower rotation frequency

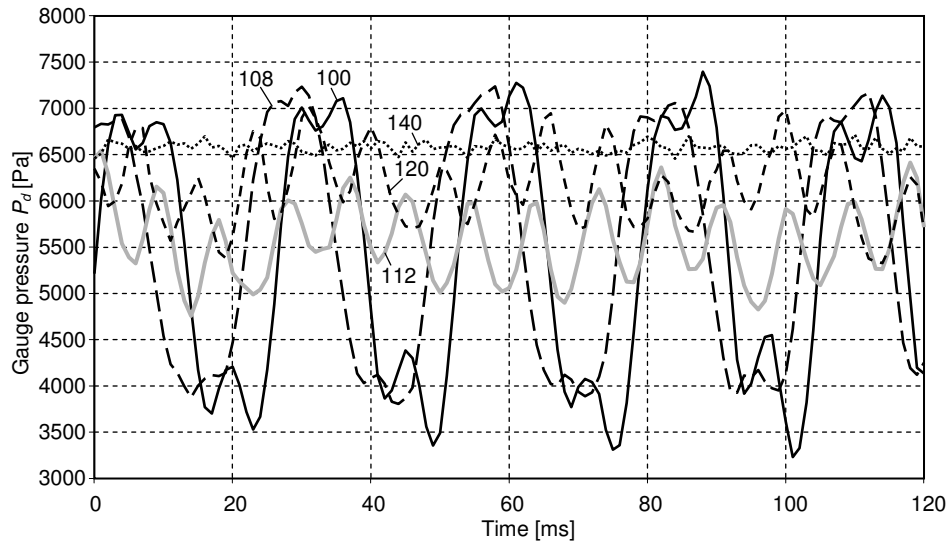


Fig. 4. P_d oscillations for characteristic left side points. Series for different damper openings (100 corresponds to stemmed flow, 140 – to the maximum pressure point M)

Thus, oscillating pressure at the machine outlet is inherent in the blower at stemmed flow ($Q = 0$ kg/s). The question arises as to what extent the situation could be similar for non-zero flow values up to the value of the point M (pressure maximum). The Fig. 4 shows pressure variations in time for several damper positions beginning from fully closed (position of 100 mm) up to partial opening, ensuring the maximum discharge pressure (140 mm). Starting from fully closed, the wider the opening is, the higher the frequency and smaller the amplitude of oscillations are. The pressure behavior at the maximum point is practically free from any oscillations, small amplitude variations have a random character.

The same situation was observed upon further increase of the damper opening, that is to say for points to the right of the blower characteristic point M. In this region the characteristic can be identified as fully "static".

In order to gain any information on the appearance of the characteristic in the region of reversed flow ($Q < 0$) a test procedure has been developed. It was planned to connect the blower outlet to a large deaerating tank (100 m^3), currently out-of-service, in a nearby power station. The tank would have no outlet to the atmosphere, so a classical surge cycle (Fig. 5) would be generated. The large volume of the tank slows down the increase and decrease of pressure within it, so in such quasi static conditions it is possible to determine a pressure-flow characteristic.

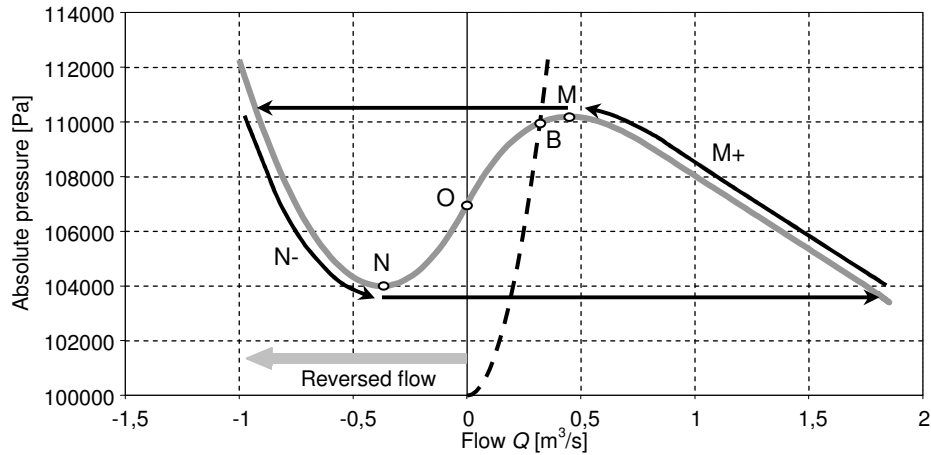


Fig. 5. Classical surge cycle, known from literature, shown on the background of the blower characteristic and orifice curve, both used in simulation (see Figs. 8, 9).

Note that the point B of their intersection is to the left of M

Unfortunately, certain technical and formal reasons forced us to change our plans and finally we used a rig whose tank volume was barely 7 m^3 and no quasi static conditions could be expected. The above mentioned Fig. 5 shows and explains the meaning of the notations used on the following diagrams. Thus, M and N are respectively local maximum and minimum of the characteristic, O is point of stemmed flow. M+ is curve part right to the M, N- curve part left to the N. Two arrows represent schematically jumps incurring flow reversals.

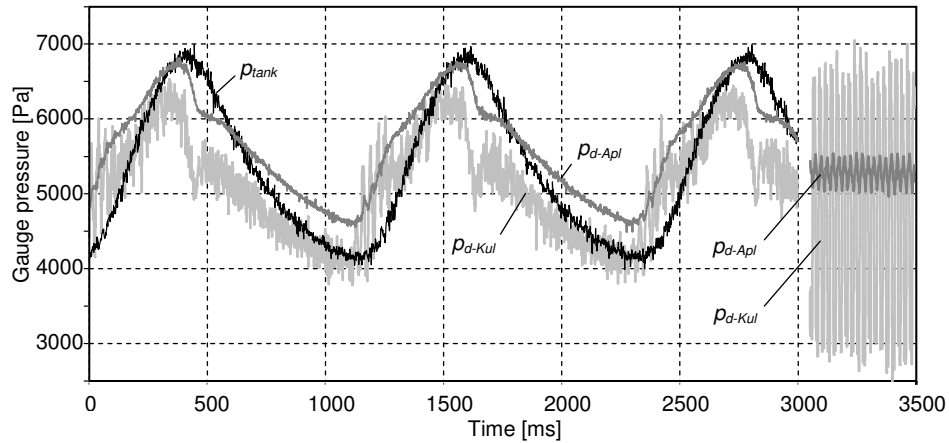


Fig. 6. Pressure oscillations during surge (0-3000 ms) and while flow is stemmed (3050-3500 ms)

Let us pass to results of experiments carried out on the rig. The 7 m³ tank is connected only to the blower outlet, so it is periodically filled and emptied with air through the blower (Fig. 6). The connection introduces some inertia (and some resistance) to the flow, so pressures measured immediately at the blower outlet and in the tank differ one from the other. Measurement of discharge pressure P_d is duplicated: one reading is obtained with an industrial transmitter Aplisens and the other with a fast response Kulite sensor. Tank pressure is measured with another Kulite sensor. Unfortunately, only the Aplisens was calibrated correctly, so do not conclude to far from the relative positions of the lines. The part of the figure on the right shows measurements of the discharge pressure after complete closing of the damper. Thus, we can see that the N-pressure, it means the minimal pressure at reversed flow is smaller than the O-pressure. This observation was already used for the characteristic shape in the preceding Fig. 5.

There are some other observations of the shape of P_{d-Kul} line (Fig. 6). The maximum of the cycle corresponds to point M, just afterwards there is a distinct slump followed by a return to the previous curve. A qualified conclusion may be drawn that during the jump to reversed flow the outlet parameters (pressure, flow) follow the characteristic, which, as we know already from Fig. 4, is far from being static in this area. Analogically, arrival at the minimum N is followed by an abrupt soar characterized by strong oscillations (having a frequency close to that in Fig. 2 and to that seen on the right of this diagram) and then a return to the previous line. In this case conclusions also have to be qualified. There are two of these:

a) The jump of the return to the "normal" flow direction also follows the characteristic curve,

b) The part NO of the characteristic is oscillatory as is the part MO.

On the basis of these "measured conclusions" a hypothetical full characteristic can be drawn. It is shown in Fig. 7. The dashed line MON gives a certain average in the oscillatory region.

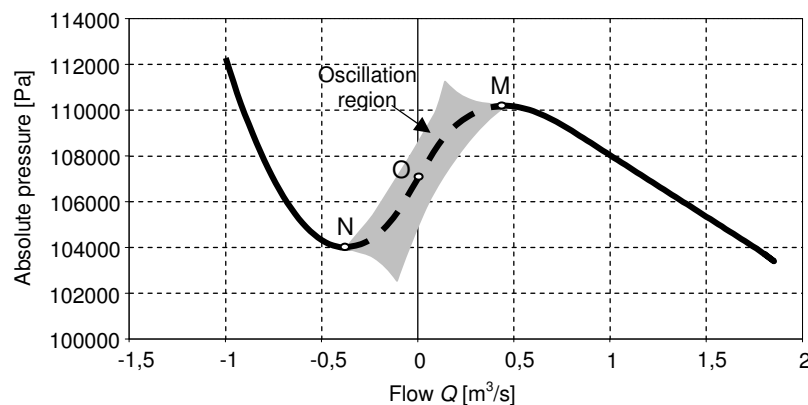


Fig. 7. Blower complete characteristic partially based on experiment, partially hypothetical

3. SIMULATION OF BLOWER CONNECTED TO VARIOUS INSTALLATIONS

Let us go to the second question posed at the beginning of this paper and concerning blower installation. A computational simulation has been done using an assumption that at all times the discharge pressure of the blower is determined by the flow using the characteristic simplified to a static one (dashed line between M and N). An inertia element **I** (a pipe where fluid has some kinetic energy) connects the blower outlet with a volume **V** (reservoir). The fluid flows from the tank through an orifice **Or** (Fig. 8). The characteristics of this orifice and of the blower **BI** are shown in Fig. 5. Their intersection B is located to the left of point M, and is therefore in the region of our interest.

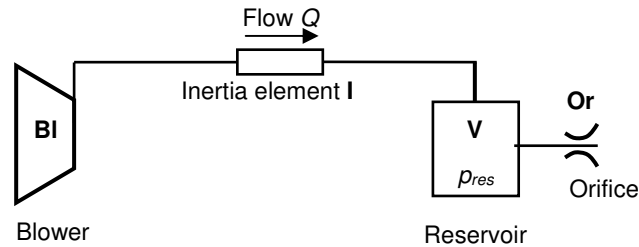


Fig. 8. Installation composed of lumped parameter elements connected to the blower outlet

Fig. 9 shows the results of simulation for four different parameter sets. The first set (9a) contains a large volume (84.6 m^3), thus the oscillation period is long and the jumps occupy a very small portion of it. It is clear now that such conditions may be considered as quasi static. In the second case (9b), the volume is smaller (1.1 m^3) but still oscillations are generated, their period being much shorter. Please, try to compare this picture with experimental results from Fig. 6. The third data set (9c), while related to the second one, continues to make the volume smaller (0.11 m^3) but still starting from certain initial conditions shows an unstable tendency. Only a decrease of volume to a very small value of 0.022 m^3 appears sufficient to extinguish oscillations. All four cases have a constant inertia value of $98.23 \text{ Pa s}^2/\text{m}^3$. A fifth set has been considered but this is not shown in the picture. It comes back to the volume value from the third set but now the inertia is increased enough ($491 \text{ Pa s}^2/\text{m}^3$) to avoid instability. The fifth diagram would be very similar to the forth one.

Comparison of the quoted results permits us to conclude that the stabilizing factors are: decrease of volume and increase of inertia values. Though based on very simplified and even uncertain relations, this simulation method facilitates understanding of instability phenomena and has been used to explain many of the strange behaviors of blower and compressor installations encountered during our research work for industry.

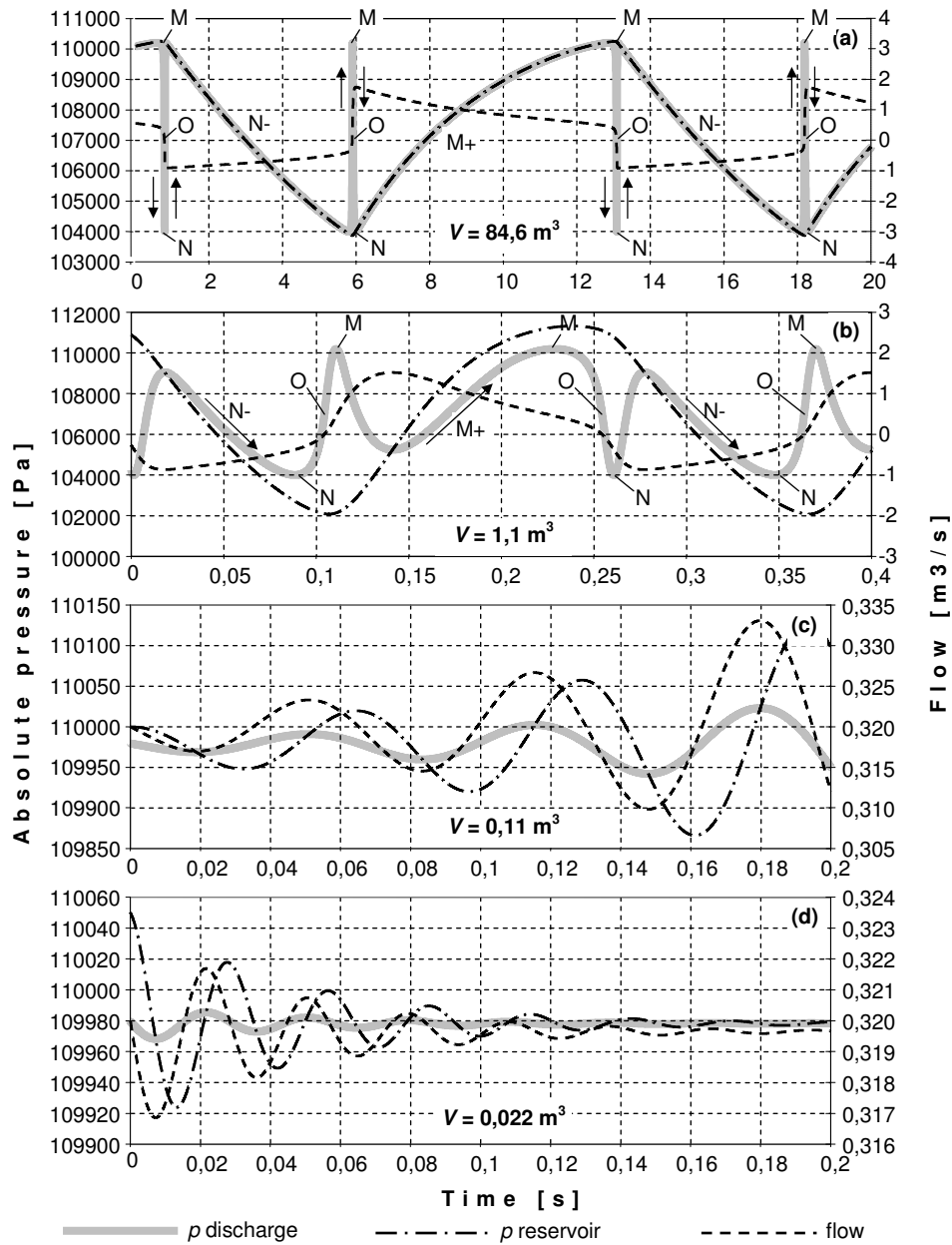


Fig. 9. Results of dynamic simulation of the installation presented in Fig. 8 for different reservoir volume and constant inertia $98,23 \text{ Pa}\cdot\text{s}^2/\text{m}^3$

4. TWO CONCEPTS OF ENERGY-SAVING CONTROL SYSTEMS

The above mentioned five simulation examples shows what conditions enable the maintenance of stability (constant pressure) in a passive system, that is to say without any control system. The use of an automatic control system should enable maintaining a constant pressure even in a large volume tank – as an example see Fig. 10. A cascade control system is used here. The master controller RM (prevailing proportional action) transforms the pressure error in the tank to a flow or rather Δp set point transmitted to the slave controller RS. The measured value of the latter is the sum of two pressure drops – the first: of an orifice and the second: of an inertia element. The pressure differential of the inertia element has a non-zero value during flow transients only – so it is a derivative element. The slave controller output value, while positive, closes the butterfly T1 that is normally open. In the small volume VC pressure raises quickly causing a rapid flow decrease. While the slave output value becomes negative, T1 stays open, but normally closed T2 starts to open and brings a pressure drop in VC and a fast flow increase. The operation of the slave controller resembles a person who, with his finger tip, supports a stick aiming to keep it nearly vertical and eventually tries to walk (this last action corresponds to a flow change required by the master controller). The stick supported on its low end is a classical unstable object that, without the aid of a "control system", would fall.

There are situations when a system from Fig. 10 can operate correctly. Nevertheless, we cannot forget the actual oscillatory nature of the left side of the characteristic. That is why Δp cannot be input directly to the slave controller as an instantaneous value but must pass some averaging procedure. This requires time, so introduces delay which should be avoided in control systems where the reaction time is as crucial as in this case.

Fig. 10 presents a possible concepts only; practical implementation would require some additional mechanisms. For example, while pressure is lower than the set point, according to the concept, the master controller shall require a flow increase. This is incorrect on the right hand side of the blower characteristic and that is why the master "must know" where there is the current operation point.

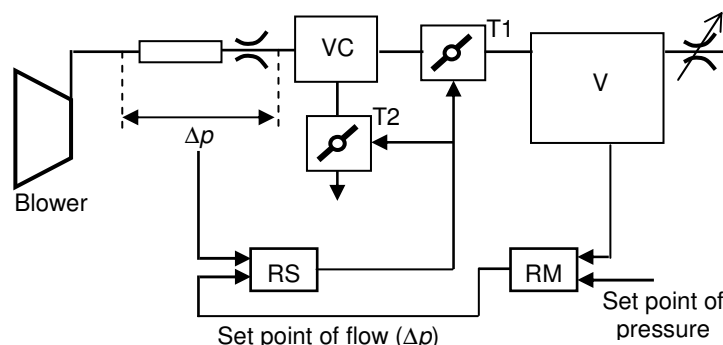


Fig. 10. Scheme of proposed control system according to the first concept

Keeping the operation point on the left side of the characteristic is generally the more difficult the more distant the point is from the point M because of the more and more oscillatory character of blower operation. The appropriate control system, if possible, has to be complex and the complexity diminishes its reliability.

The results of experiments permit us to propose a different solution of automatic control operation which can be used in some situations giving an energy saving effect similar to operating on the left hand side. The idea is based on the fact that the operation at completely stemmed or very small flow results in pressure oscillations of relatively high frequency (as stated earlier ca. 0.45 of rotational frequency) that prohibits such phenomenon as axial force reversal, being so harmful for axial bearings during surge. In some blower applications, while piping volume is large enough or may be deliberately increased, a discontinuous air (or other gas) delivery can be tolerated. The shorter are time intervals of gas delivery and flow interruption, the more similar such an interrupted operation is to a continuous one.

The practical implementation of this concept for the blower we used in our experiments is very simple. The IGV should be used in its traditional manner to control the discharge pressure in the area to the right of the control line (surge limit line + safety margin). Once operation point achieves the control line the control system does not, as traditionally, open an extraction (or bypass) but shuts fully the IGV. As a result discharge pressure drops and the check valve closes. The control system waits until the declining installation pressure achieves a given threshold and at this moment opens the IGV to the previous position. Our rig blower could in the state of flow arrest operate many minutes without overheating and, what is so important, at a low power consumption.

The time of 20 s or even less between the consecutive opening and closing of the IGV is quite realistic. Except overheating (that can be diminished by presence of a small gas flow) another drawback of this control solution is a periodic charge variation of electric power supply network if the blower is driven by an electric motor.

5. CONCLUSIONS

1. In the flow Q interval between the discharge pressure local minimum N (at $Q < 0$) and local maximum M (at $Q > 0$) the blower characteristic loses its static character. Pressure oscillations are inherent in the blower itself in this interval and their frequency is proportional to rotation frequency.
2. Applied simulation method, though very simplified, provides an explanation and forecasts some phenomena in blower installations.
3. Application of a continuous control system which ensures stable operation to the left of M requires a sophisticated solution and is not always possible.
4. Another, more attractive energy saving solution is periodic interruption of gas flow delivery from the blower if such method of operation can be allowed.

ACKNOWLEDGEMENT

I would like to express deep appreciation to Dr. Longin Horodko for his help during the experimental research and in editing this paper.

Andrzej ZIELIŃSKI
Politechnika Wrocławska
Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn

WYBRANE WSKAŹNIKI JAKOŚCI PROJEKTU HYDRAULIKI WIRNIKA POMPY

Streszczenie: W pracy przedstawiono na przykładach zastosowanie czterech wybranych wskaźników jakości projektu hydrauliki pompy. Ich wykorzystanie może pomóc w projektowaniu konstrukcji o wyższej sprawności, a zatem bardziej oszczędnych pod względem energetycznym. Wskaźniki te odwołują się do dwuwymiarowego modelu przepływu, którego zastosowanie w toku wyboru rozwiązania jest uzasadnione, co zilustrowano przez porównanie z analizą niestacjonarnego przepływu trójwymiarowego cieczy rzeczywistej przez pompę odśrodkową.

Słowa kluczowe: Pompa, projektowanie, wskaźniki jakości.

SELECTED QUALITY INDICES OF THE PUMP ROTOR HYDRAULIC DESIGN

Abstract: The application of four selected quality indices of the pump hydraulic design is presented in this paper. The use of those indices may support the design of machines of higher efficiency, which means more energetically economical. The indices refer to the two-dimensional model of the fluid flow, which is justified in the process of solution selection, and was illustrated by comparison with analysis based on the unsteady three-dimensional flow of a real fluid through the centrifugal pump.

Keywords: pump, design, quality indices.

1. WPROWADZENIE

Powszechnie wiadomo, że największym użytkownikiem energii, jaka jest dostępna na świecie są, ze względu na swoją wszechobecność, silniki elektryczne. Pompy wirowe, najczęściej napędzane tymi silnikami, zajmują w tej statystyce drugie miejsce. Szacuje się ich potrzeby na ok. 20% energii rozporządzalnej. Tym samym, wobec konieczności ograniczenia jej zużycia ze względu na ochronę zasobów środowiska, aktualne jest poprawienie sprawności pomp i układów pompowych. Jednym z elementów tych działań jest doskonalenie projektowania wirników pomp i poprawienie ich sprawności hydraulicznej.

2. NIEDOSTATKI KLASYCZNEGO PROJEKTOWANIA

Klasyczne, opisywane w podręcznikach, metody projektowania odwołują się do jednowymiarowego modelu przepływu. Ustalenie podstawowych gabarytów wirnika odbywa się na podstawie statystycznie zgromadzonych danych doświadczalnych. Tok obliczeń przewiduje oddzielne obliczanie wlotu i wylotu, a cały strumień w kanale reprezentuje jedna średnia linia prądu o kształcie zgodnym z kształtem łopatki.

Projektowanie wirnika, na podstawie tak otrzymanych danych, prowadzi do rozwiązań niejednoznacznych. Ich własności hydrauliczne, w tym sprawność, mogą się różnić w pewnym zakresie odpowiadającym tzw. obszarowi niewiedzy modelu jednowymiarowego [1]. W szczególności rezultat zależy od wyboru liczby łopatek, ich kształtu między wlotem a wylotem, jak również zarysu kanału w przekroju merydionalnym. W przypadku maszyn o średniej i dużej szybkobieżności sprawa jest trudniejsza – łopatki muszą mieć przestrzenną krzywiznę, a szerokość kanału w stosunku do jego długości w przekroju merydionalnym jest znacznie większa. Łopatki takie, zestawiane w toku projektowania z tzw. palisad częściowych, muszą tworzyć jednolity wieniec łopatkowy o określonym zarysie krawędzi wlotowej i wylotowej.

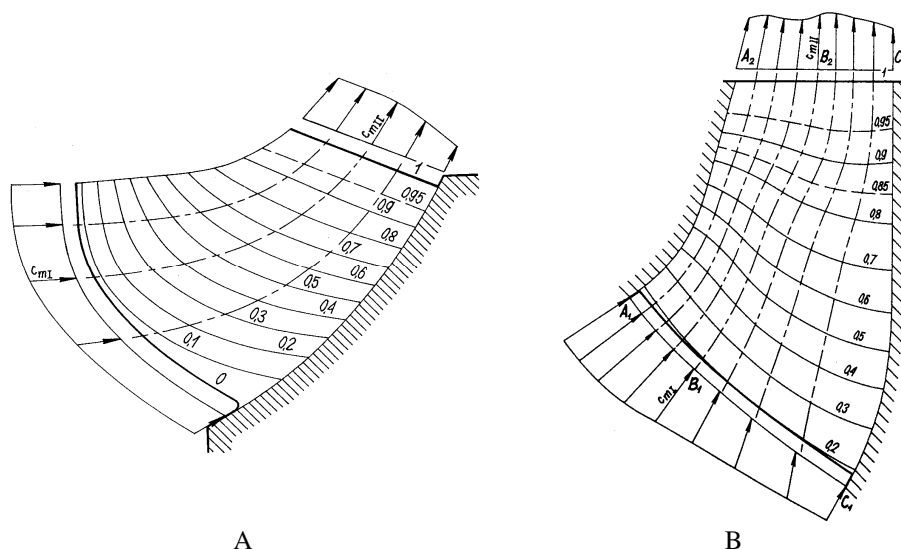
3. PROPONOWANE WSKAŹNIKI JAKOŚCI PROJEKTU

Aby na kolejnym etapie projektowania móc bardziej szczegółowo weryfikować pojawiające się warianty rozwiązań, trzeba zastosować bardziej złożone modele przepływu. Pozwalają one na otrzymanie nowych informacji na temat jakości rozpatrywanego rozwiązania. Narzędzia te nie mogą być jednak przesadnie skomplikowane, aby włożony w ich obsługę nakład pracy i koszt eksploatacji były do zaakceptowania.

Jeżeli przyjmiemy za oczywistość, iż wszystkie strugi przepływające przez palisadę mają wносить podobny i możliwie najlepszy wkład do osiągnięcia całego wirnika (pompy) w nominalnym stanie pracy, to takimi wskaźnikami mogą być:

- przyrost krętu w palisadzie,
- przyrost ciśnienia statycznego w pompie,
- rozkład kąta napływu wzdłuż krawędzi wlotowej łopatki wirnika,
- możliwość wyznaczenia uśrednionej powierzchni prądu typu S2.

Powyższe informacje można otrzymać przeprowadzając analizę pola przepływu w ramach modelu dwuwymiarowego, a wyniki będą wartościowe nawet wtedy, gdy dla prostoty pominiemy lepkość medium. Model ten może być dwojakiego rodzaju. Jeżeli rozpatruje się przepływ na zadanej osiowo-symetrycznej powierzchni prądu, to mówimy o przepływie międzyłopatkowym. Jeżeli zaś rozważamy przepływ wzdłuż przyjętej uśrednionej powierzchni prądu rozmieszczonej między łopatkami od piasty do tarczy, to zwiemy go przepływem merydionalnym. Obie analizy mogą być realizowane niezależnie od siebie. Quasi-trójwymiarowy model przepływu stanowi połączenie obu modeli dwuwymiarowych w jeden iteracyjny tok obliczeń. Numeryczne metody realizacji wymienionych modeli przepływu mogą być różne.



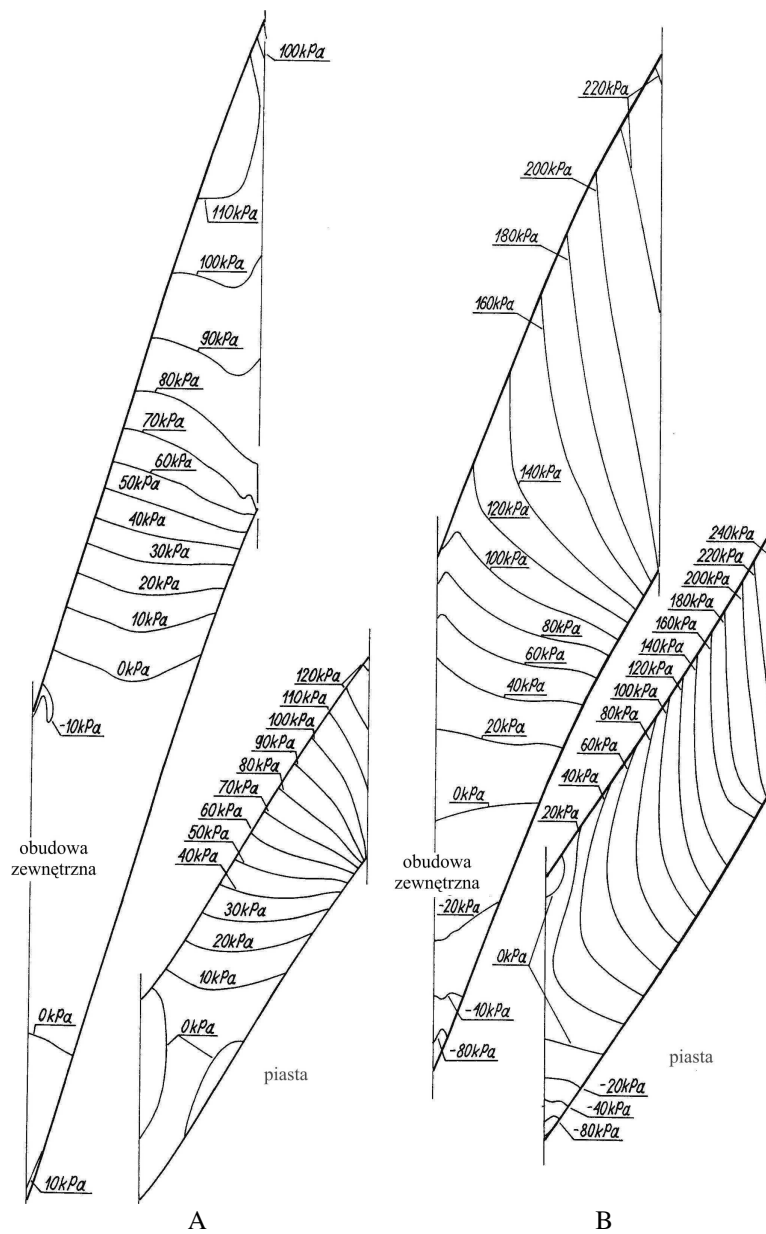
Rys. 1. Przyrost krętu i rozkłady prędkości przed i za wirnikiem przedstawione w przekroju merydionalnym

Fig. 1. The increase of the angular momentum and velocity distributions before and after the rotor shown in meridian cross section

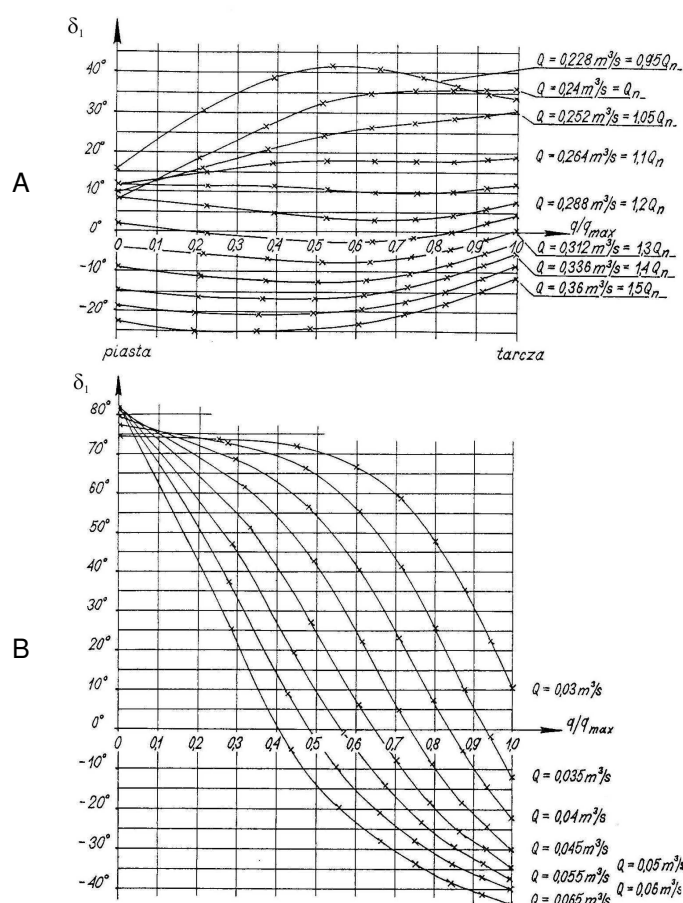
W wyniku obliczeń przepływu międzyłopatkowego, np. metodą osobliwości, otrzymuje się przebieg zmiany momentu pędu między wlotem a wylotem wirnika o zadanym kształcie łopatki [2]. Oczywiście jest że winien być on monotoniczny i równomierny, a jeżeli wyróżniono konstrukcyjnie kilka palisad częściowych, to powinny być one podobnie obciążone. Najlepiej to ilustruje przykładowy przekrój merydionalny z naniesionym obrazem przyrostu krętu (Rys. 1A – przebieg poprawny, Rys. 1B – przebieg świadczący o projekcie niepoprawnym).

Analiza przepływu międzyłopatkowego pozwala też na ocenę równomierności przyrostu ciśnienia w kanale [3]. W tym przypadku dla celów porównawczych lepiej przedstawiać wyniki po konforemnym odwzorowaniu palisady na prostokątny układ współrzędnych (x , y). Niewątpliwie wynik przedstawiony na Rys. 2A jest korzystniejszy niż przykład z Rys. 2B.

Obliczenia przepływu merydionalnego pozwalają na ocenę projektu przekroju merydionalnego wirnika [4]. Dotyczy to przebiegu linii prądu dzielących kolejne wirniki częściowe. Niepożądana jest zwłaszcza możliwość wystąpienia recyrkulacji dla nominalnego stanu pracy. Stąd merydionalne składowe prędkości wzdłuż wlotu i wylotu nie powinny zbyt dużo się różnić. Pożądane jest aby przy zmianie wydajności obie składowe prędkości bezwzględnej u wlotu (a tym samym optymalny kąt napływu na krawędź wlotową) nie podlegały zbyt dużym zmianom. Dlatego korzystny jest wlot dający rozkład kąta napływu przedstawiony przykładowo na Rys. 3A, zaś wyraźnie niekorzystny jest przypadek podany na Rys. 3B. Przedstawione wyniki otrzymano metodą krzywizny linii prądu.



Rys. 2. Przyrost ciśnienia statycznego w kanale międzyłopatkowym
 Fig. 2. Increase of the static pressure in the flow channel

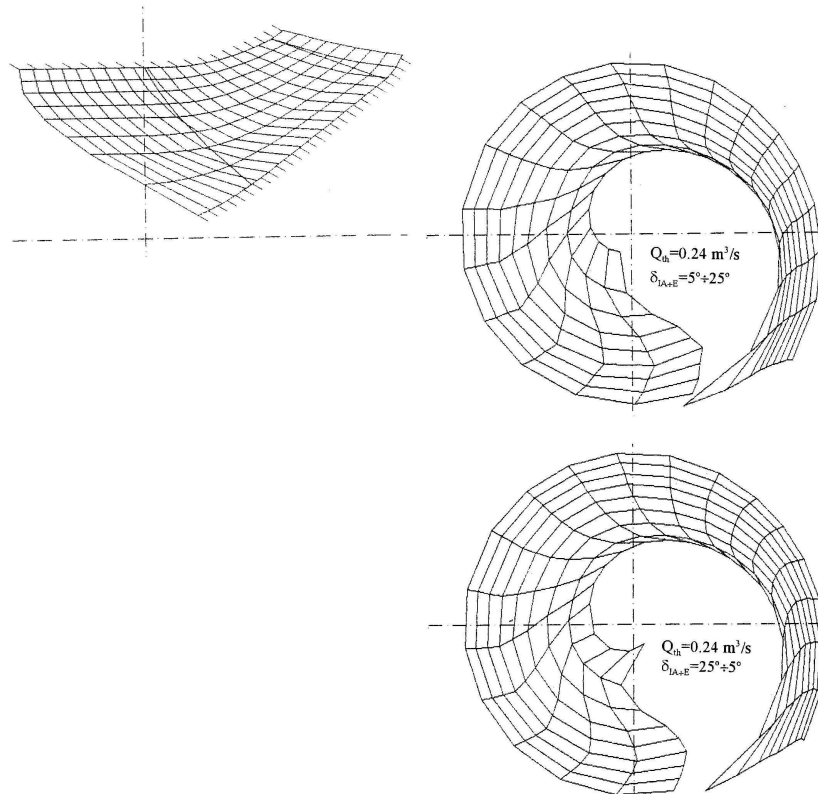


Rys. 3. Rozkłady bezuderzeniowego kąta napływu na krawędź wlotową dla różnych wartości natężenia przepływu

Fig. 3. The distributions of the nonstriking inflow angle at the edge of the inlet for different flow rates

Idea quasi-trójwymiarowych obliczeń przepływu, w których wyróżniane są uśrednione powierzchnie prądu w palisadzie typu S_1 i S_2 , pojawiła się w połowie ubiegłego wieku w odniesieniu do palisad stosunkowo gęstych, w których łopatki mają powierzchnie prostokątne. Łopatki pomp diagonalnych lub turbin wodnych typu Francis są wygięte przestrzennie, a ponadto palisady pomp mają małą gęstość. Autor wykorzystując oba wspomniane wcześniej programy analizy przepływu międzyłatkowego i merydionalnego, połączył je razem tak, aby możliwe było wykonywanie również obliczeń quasi-trójwymiarowych, w tym z uwzględnieniem pewnego obszaru przed i za palisadą [5]. Okazało się wówczas, że tylko w przypadku dobrze zaprojektowanej hydrauliki wirnika taka

analiza jest możliwa i tylko wówczas obliczenia dla nominalnej wydajności pozwalają na iteracyjne otrzymanie uśrednionej powierzchni prądu typu S2 w wirniku. Na Rys. 4 przedstawiono przykładowe wyniki takich obliczeń dla różnych kątów napływu na palisadę.



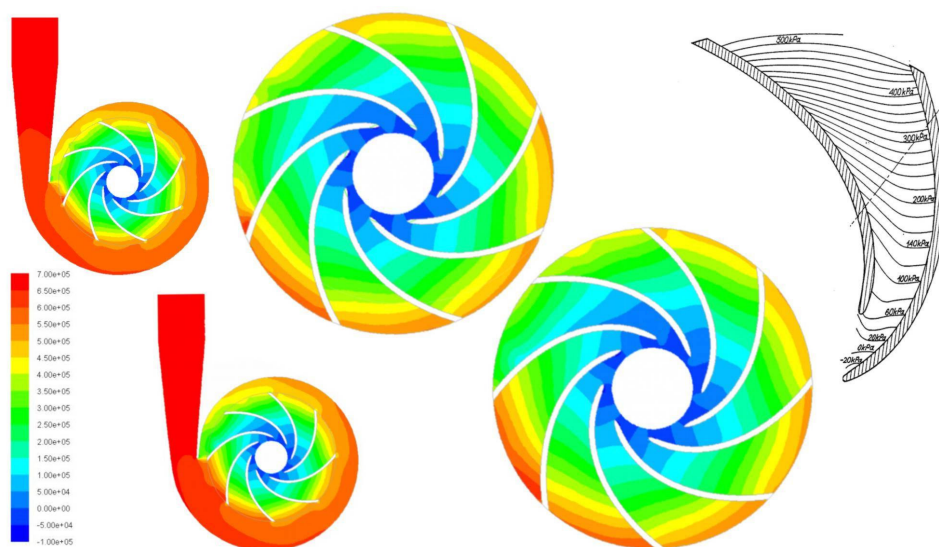
Rys. 4. Przykłady uśrednionej powierzchni prądu typu S₂ otrzymanej przy różnych kątach napływu na palisadę

Fig. 4. Examples of averaged surface S2-type obtained at different angles of the inflow to the cascade

4. ANALIZA TRÓJWYMIAROWEGO PRZEPŁYWU Z UWZGLĘDNIENIEM LEPKOŚCI

Może pojawić się wątpliwość, czy wnioski wysnuwane na podstawie analizy powyższych, jednak wciąż uproszczonych, modeli będą poprawne i przydatne. Trójwymiarową naturę przepływu cieczy lepkiej w pompie wirowej można obecnie badać dzięki rozwojowi technik komputerowych i opracowaniu komercyjnych narzędzi badawczych w rodzaju np. oprogramowania FLUENT. Na Rys. 5 przedstawiono takie przykładowe wyniki analizy i zestawiono je z analizą

wykonaną dwuwymiarową metodą osobliwości [6]. Badania dotyczyły przyrostu ciśnienia statycznego w kanale przepływowym wirnika odśrodkowego.



Rys. 5. Przyrost ciśnienia statycznego w kanale wirnika oraz w spirali dla dwóch charakterystycznych położenia łopatek [Pa]

Fig. 5. The increase of static pressure in the rotor duct and the spiral for two specific positions of the blades [Pa]

Analiza trójwymiarowa została uzupełniona o przepływ przez spiralny kanał zbiorczy oraz o pewne odcinki rurociągu na wlocie i wylocie gdzie formułowano warunki brzegowe. W obszarze wirnika z kanałem dopływowym oraz w obszarze spirali z kanałem odpływowym zostały zbudowane oddzielne siatki obliczeniowe składające się w sumie z 1,3 miliona przestrzennych elementów czworosściennych. Na cylindrycznej powierzchni między wirnikiem a spiralą siatki te nie były połączone wspólnymi węzłami i pozostały niedopasowane. Dzięki temu w toku obliczeń możliwe było zastosowanie techniki „*sliding mesh*” dostępnej w programie ANSYS FLUENT służącej do modelowania obrotu wirnika względem obudowy.

W rezultacie został zamodelowany niestacjonarny przepływ trójwymiarowy cieczy rzeczywistej przez pompę odśrodkową. W dowolnej chwili pole prędkości i ciśnienie jest nieco inne w każdym z ośmiu kanałów międzyłopatkowych wirnika. Okazuje się, że otrzymany obraz przyrostu ciśnienia statycznego ma podobny charakter w porównaniu z rozwiązaniem dwuwymiarowym przepływu nielepkiego. Podczas obliczeń siatka wirnika wirowała z zadaną prędkością obrotową, a na ściankach kanału został narzucony warunek zerowej prędkości względnej. Monitorowany był przyrost ciśnienia całkowitego w pompie. Obliczenia były prowadzone do chwili uzyskania powtarzalnych oscylacji ciśnienia na wylocie

pompy, co następowało po kilku obrotach wirnika. Otrzymany całkowity przyrost ciśnienia statycznego dla kilku wartości wydajności pozwalał na odtworzenie charakterystyki przepływu pompy.

5. PODSUMOWANIE

Zaproponowane wyżej cztery wskaźniki jakości projektu hydrauliki pompy mogą pełnić rolę narzędzi diagnostycznych jakości projektu. Oprócz nich można wskazać jeszcze inne, np. nachylenie teoretycznej charakterystyki przepływu i położenie na niej punktu napływu bezuderzeniowego.

Biorąc pod uwagę koszt eksploatacji, wymagania sprzętowe i czas potrzebny na przygotowanie i przeprowadzenie wymaganych w rozpatrywanym przypadku analiz niestacjonarnego przepływu lepkiego, trzeba stwierdzić, iż racjonalnie jest wykonywać projektowanie wstępne przy pomocy prostszej i znacznie szybszej metody dwuwymiarowej. Dopiero po selekcji wstępnych rozwiązań, a przed wykonaniem i badaniem prototypu hydrauliki pompy, warto potwierdzić dokonany wybór analizą dokładniejszą.

LITERATURA

- [1] Zieliński A., *Algorytmizacja projektowania elementów przepływowych pomp wirowych*. Przegląd Mechaniczny, nr 2/1981.
- [2] Rohatyński R., Zieliński A., *Theoretical distributions of angular momentum in mixed-flow and centrifugal rotors calculated by the singularity method*. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, nr 51, seria: Konferencje, z. 14, Wrocław 1987.
- [3] Zieliński A., *Concept and computer implementation of quasi three-dimensional analysis of flow through cascades in hydraulic turbomachine*. Ciepłne Maszyny Przepływowe, nr 108, Politechnika Łódzka, Łódź 1995.
- [4] Zieliński A., *Computation of predicted angle of flow onto turbomachine blade cascade*. Proc. of the 11th Conference on Fluid and Heat Machinery and Equipment. Budapest 6-9 Sept. 1999.
- [5] Zieliński A., *Koncepcja, realizacja numeryczna i właściwości zestawu programów służących do badania przepływu przez hydrauliczne maszyny wirowe*. Górnictwo Odkrywkowe, nr 4-5, Wrocław 2008.
- [6] Zieliński A., Tabaczek T., Zawiślak M., *Numeryczna analiza przepływu trójwymiarowego cieczy rzeczywistej przez jednostopniową pompę odśrodkową ze spiralnym kanałem zbiorczym*. Górnictwo Odkrywkowe, nr 3, Wrocław 2010.

Małgorzata ZIMOŃ
Maciej KARCZEWSKI
Politechnika Łódzka
Instytut Maszyn Przepływowych
gosiazimon@hotmail.com

INTRODUCTION TO NUMERICAL GRID GENERATION FOR FLUID FLOW PROBLEMS

Abstract: The grid construction process and the use thereof in numerical solutions of Navier-Stokes equations are both discussed. The necessary basic information is provided, from the simplified standpoint of mathematical background. The emphasis throughout is on grids formed by the intersections of coordinate lines of a curvilinear coordinate system, as opposed to covering a field with triangular elements or a random distribution of points.

Keywords: grid generation, structural mesh, body-fitted coordinates.

WPROWADZENIE DO PROBLEMATYKI NUMERYCZNEJ GENERACJI SIATEK OBLICZENIOWYCH DLA SYMULACJI PRZEPŁYWÓW

Streszczenie: Niniejszy artykuł przedstawia procedury tworzenia siatek obliczeniowych dla potrzeb symulacji przepływów, a więc zadań, w których zastosowanie ma równanie Naviera-Stokesa. Omówiony jest opis matematyczny równań transformacji konforemnej oraz metod wyższego rzędu, tj. Poisson, Laplace, hiperboliczna. Artykuł skupia się głównie na sposobach tworzenia siatek w krzywoliniowym układzie współrzędnych.

Słowa kluczowe: generacja siatek obliczeniowych, siatki strukturalne, współrzędne krzywoliniowe.

1. INTRODUCTION

Today CFD is marked by the simulation of flows through complex geometries and/or utilizing complex physics. Numerical grid generation is often considered as the most important and time consuming part of the flow modelling. It is apparent that the quality of the grid, representing the physical domain in a discrete form, plays a direct role on the quality of the analysis, regardless of the

flow solver used. Meshing software and techniques must be able to represent complex geometries with high topological accuracy, often in the order of 1×10^{-6} m as in case of 3-D twisted propeller blades. Finally, it is important for the CFD analyst to know and understand at least several of the numerous grid generation methods. Such knowledge allows for utilization of the proper meshing technique. Due to all of the above grid generation is still an area of intensive research.

The following paper is the first of planned series of articles that describes a project focused on creating an elliptical Poisson mesh generator for 2D airfoils and blades using C++ object-oriented programming techniques with Graphical User Interface (GUI) undertaken at the Institute of Turbomachinery, Technical University of Lodz.

2. GENERAL REMARKS ON GRID GENERATION METHODS

Prior to the numerical solution of the governing equations, such as Navier Stokes equations, the surfaces of all boundaries need to be discretised and a volume grid inside the flow domain generated. Two mesh types can be chosen:

- structured, and
- unstructured.

Structured grid methods take their name from the fact that the grid is laid out in a regular repeating pattern in a form of a block. These types of grids usually utilize quadrilateral elements in 2D and hexahedral elements in 3D in a computationally rectangular array. The grid can be fitted to the body through stretching and twisting of the block. More often sophisticated elliptic equations are used to automatically optimize the shape of the mesh for orthogonality and uniformity.

Unlike structured grid, unstructured meshing utilizes an arbitrary collection of elements to fill the domain. These types of grids can be obtained with cells of arbitrary shape, but are generally composed of triangles in 2D and tetrahedrons, pyramids and prisms in 3D. As with structured grids, the elements can be stretched and twisted to fit the domain. Unstructured grids have no restrictions in the connectivity of neighbouring grid cells. Thus, they are suitable for the discretisation of domains with complicated shapes. The automatic meshing algorithm usually involves one of the three methods: Advancing-Front technique, Delaunay or octree approach.

In addition, the coupling of structured and unstructured grids is possible. Hybrid grids utilize some form of structured grid in local regions while unstructured grid is used in the bulk of the domain. The disadvantage of hybrid methods is that they can be difficult to use and require user expertise in laying out the various structured grid locations and properties to get the best result. Moreover, some computational slowdown is also observed at grid interfaces.

[1] shows that structured grids technique is in many cases more advantageous than unstructured method. Structured grids can be made orthogonal at boundaries and almost orthogonal within the domain. Moreover, the flow solver based on the unstructured grids approach is substantially slower than for structured. Due to more complicated data, unstructured flow solvers

typically require more memory and have longer execution times on a similar mesh.

In the following work the main focus is to present the basic methodologies applied to generate structured grids.

2.1. Structured Grids

Let the Cartesian coordinates x, y denote points in the real, or physical space, where the body is located. The grid is a unique mapping of grid points between real space and a computational field ξ, η for $0 \leq \xi \leq \xi_{MAX}$ and $0 \leq \eta \leq \eta_{MAX}$ (2D).

For computational purposes, ξ, η are represented by division of integer values. Mapping on continuous set of integers (for 2D mesh): i, j (one for each coordinate direction) is defined as follows:

$$\begin{aligned}\xi &= \frac{i}{i_{MAX}} \quad i = 0, 1, 2, \dots, i_{MAX} \\ \eta &= \frac{j}{j_{MAX}} \quad j = 0, 1, 2, \dots, j_{MAX}\end{aligned}\tag{1}$$

This mapping implies that $0 \leq \xi \leq 1$ and $0 \leq \eta \leq 1$ and creates a so called unit square.

Each point (x, y) on the physical body corresponds to one, and only one, point (ξ, η) on the unit square.

As explained in [2], the boundaries of computational space are being formed of segments of constant ξ or η . With the distribution of points along the boundary segment of $\eta = \text{const.}$ and increasing ξ as described in eq. (1), the boundary value specification is implemented numerically. This process can be observed in Fig. 1 where points are being distributed in a rectangular field representing the shape of an airfoil. Each point of curvilinear coordinates (ξ, η) is then being assigned the values of the Cartesian coordinates in the physical space – bringing back the grid from computational space into the physical domain.

Generating a grid inside the domain based on known boundary discretisation can be solved by two different approaches [3]:

- *algebraic* grid generation, or
- grid generation using *partial differential equations* (PDE's).

The application of PDE's requires a valid initial grid (surface or volume), which is mostly generated algebraically. Two different types of PDE's used for creation of structured grids of higher order are common:

- *elliptic* equations, and
- *hyperbolic* equations.

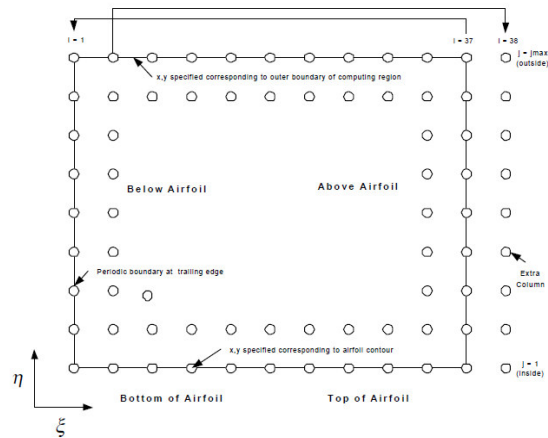


Fig. 1. Point distribution on a computational space of an airfoil [11]

In further descriptions of grid generation techniques, two dimensional space will be assumed, but the methods extend straightforwardly to 3D.

2.1.1. Topologies of the Grid

The choice of the topology and the transformation of the region into a block has a considerable influence on the quality of the grid. Fig. 2 shows two ways of specifying the computational region for a block [4]:

- as a complicated polyhedron;
- simply as a solid cube or a cube with cuts.

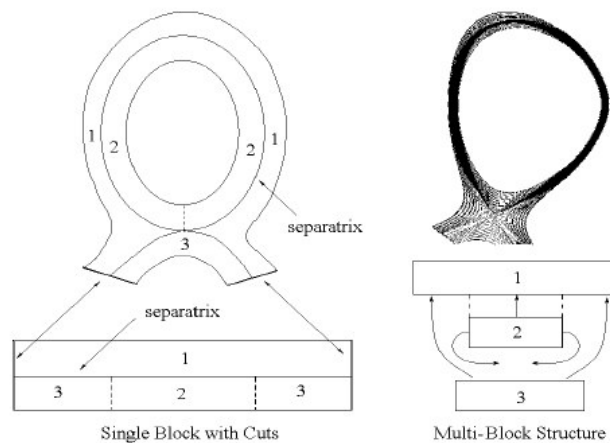


Fig. 2. Examples of computational region's specification [4]

In single-block grid generation applications three basic grid topologies are frequently used: H, O and C. They are presented in Fig. 3.

In 'H-type' grids, the computational region is with an interior cut which is transformed and mapped onto an interior boundary of the physical region. The outer boundary is mapped onto the exterior of the region.

When family of lines ($\eta = \text{const}$) forms closed curves around the aerodynamic body, the grid is referred to as an 'O-type' grid. The second family of grid lines ($\xi = \text{const}$) is spanned in radial direction between the body and the outer boundary. The complete boundary line $\eta = 0$ represents the contour of the body. The coordinate cut is defined by the boundaries $\xi = 0$ and $\xi = 1$.

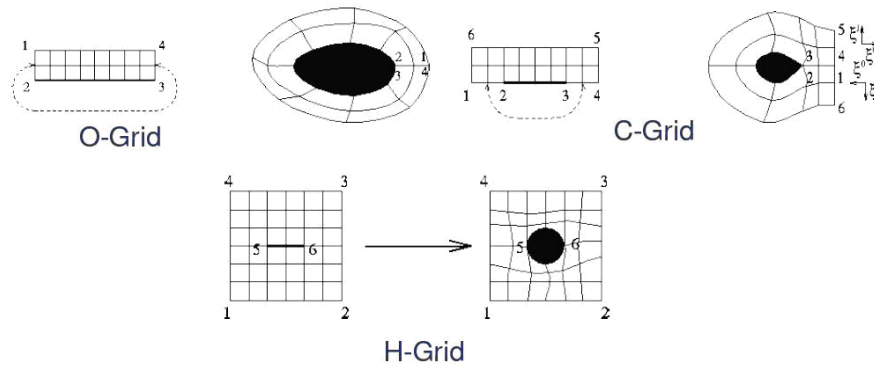


Fig. 3. O, C and H topologies of single-block grid [10]

In 'C-type' grid, the coordinate lines of one family leave the outer boundary, circle the inner boundary and return again to the outer boundary. The $\eta = \text{const}$ family of lines forms open curves resembling a letter 'C'.

Some novelty software, such as ANSYS TurboGrid allows for hybridization of all of these topologies in multi-block multi-domain meshes.

2.1.2. Algebraic Grid Generation

As noted earlier, the problem of generating a curvilinear coordinate system can be formulated as a problem of generating values of the Cartesian coordinates in the interior of the rectangular transformed region based on initial data of the boundary points. This can be done directly by interpolation. Such coordinate generation procedures are referred to as algebraic generation systems. Thus $r(\xi_i, \eta_j)$ is given as a specific function of the curvilinear coordinates.

Algebraic methods are simple. They enable a grid to be generated rapidly. The spacing and slopes of the grid lines are controlled by blending functions in the transfinite interpolation formulas. However, in case of complicated shapes, the algebraic methods can degenerate coordinate surfaces, the cells can overlap or cross the boundary surfaces. As mentioned previously, algebraic approaches

are commonly used as an initial approximation in order to start the iterative process of an elliptic or hyperbolic grid generator.

2.1.2.1. Transfinite Interpolation

The most popular algebraic technique for surface or volume grid generation from given boundary point distribution is the Transfinite Interpolation (TFI) method [3]. The TFI technique utilises 1-D interpolations in each of the coordinate directions. The general form of the interpolation functions is as follows:

$$\begin{aligned}\vec{U} &= \sum_{i=1}^N \sum_{n=0}^R \alpha_i^n(\xi) \frac{\partial^n \vec{r}(\xi_i, \eta)}{\partial \xi^n} \\ \vec{V} &= \sum_{j=1}^M \sum_{m=0}^S \beta_j^m(\eta) \frac{\partial^m \vec{r}(\xi, \eta_j)}{\partial \eta^m}\end{aligned}\quad (2)$$

$$i = 1, 2, \dots, N \quad j = 1, 2, \dots, M$$

$$n = 0, 1, \dots, R \quad m = 0, 1, \dots, S$$

$\vec{U}$, $\vec{V}$ – interpolation functions in the ξ -, η -direction, respectively;

α , β – the blending functions;

M , N – define the number of points through which the blending functions allow the interpolation.

The defining parameters $\frac{\partial^m \vec{r}(\xi_i, \eta_j)}{\partial \eta^m \partial \xi^n}$ in eq. (2) are positions and partial derivatives

in the physical domain and are user-specified. R and S in above equation give the order of derivatives matched at the boundaries.

The most widespread method is the linear TFI. It is obtained by setting $N=M=2$ and $R=S=0$ (the function matches the two boundary values and no derivatives) in eq. (2).

The grid can be generated inside the domain by using the Boolean sum of the interpolation functions, i.e.,

$$\vec{r} = \vec{U} \oplus \vec{V} = \vec{U} + \vec{V} - (\vec{U} \times \vec{V}) \quad (3)$$

Where the tensor product form is

$$\vec{U} \times \vec{V} = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M \sum_{m=0}^S \sum_{n=0}^R \alpha_i^n \beta_j^m \frac{\partial^{m+n} \vec{r}(\xi_i, \eta_j)}{\partial \eta^m \partial \xi^n} \quad (4)$$

Various types of interpolation functions can be employed – linear, Lagrangian, Hermite, spline, etc.

The general form of linear TFI can be presented as follows [2]:

$$r(\xi, \eta) = \sum_{n=1}^2 \alpha_n \left(\frac{\xi}{I} \right) r(\xi_n, \eta) + \sum_{m=1}^2 \beta_m \left(\frac{\eta}{J} \right) r(\xi, \eta_m) - \sum_{n=1}^2 \sum_{m=1}^2 \alpha_n \left(\frac{\xi}{I} \right) \beta_m \left(\frac{\eta}{J} \right) r(\xi_n, \eta_m) \quad (5)$$

For $\alpha(0) = 1$, $\alpha(1) = 0$, $\beta(1) = 0$, $\beta(0) = 1$, blending functions are in this case defined as:

$\alpha_1 = 1 - \frac{\xi}{I}$, $\alpha_2 = \frac{\xi}{I}$, $\beta_1 = 1 - \frac{\eta}{J}$, $\beta_2 = \frac{\eta}{J}$, where I, J are maximum numbers of nodes in ξ - and η -direction respectively.

The equation can be rewritten as shown below:

$$r(\xi, \eta) = \sum_{m=1}^2 \beta_m \left(\frac{\eta}{J} \right) r(\xi, \eta_m) + \sum_{n=1}^2 \alpha_n \left(\frac{\xi}{I} \right) [r(\xi_n, \eta) - \sum_{m=1}^2 \beta_m \left(\frac{\eta}{J} \right) r(\xi_n, \eta_m)] \quad (6)$$

The formula is an interpolation from the sides to the interior. The two first terms is the interpolation between the edges. Next term is a subtraction of corner values.

The Hermite TFI with cubic blending functions allows additionally to prescribe the slopes of the grid lines at the boundaries. As mentioned before, the Hermite TFI results if $N=M=2$ and $R=S=1$ is used (the function matches the two boundary values and first order derivatives).

It is possible to mix linear and Hermite interpolations in different computational coordinates.

2.1.3. Elliptic Generation Systems

The partial differential equations used for generating a grid must be elliptic if the coordinate points are specified on the entire closed boundary of the physical region. When only a portion of the boundary is given, the equations are parabolic or hyperbolic (unbounded regions where the precise location of the outer boundary is not important).

When one curvilinear coordinate is constant on each of the physical boundaries, the other coordinate varies monotonically over the same range between boundaries. This ensures that extrema of the curvilinear coordinates are not allowed in the interior of the physical region. Otherwise, overlapping of the coordinates would occur. Grid generation methods based on elliptic PDE's are known to produce grids with smoothly varying cell sizes and slopes. Furthermore, elliptic grid generation methods offer the possibility to control the orthogonality and the spacing near the boundaries, which is important for the simulation of viscous flows. Elliptic PDE's in grid generation were introduced first by Thompson in 1974 [2]. They can be divided into Laplace and Poisson systems.

2.1.3.1. Laplace System

The simplest form of elliptic partial differential system, exhibiting an extremum principle and ensuring considerable smoothness, is the Laplace system:

$$\nabla^2 \xi^i = 0 \quad (7)$$

Define the inverse grid transformation, $\xi(x, y)$, $\eta(x, y)$ as the solution of

$$\begin{aligned} \xi_{xx} + \xi_{yy} &= 0 \\ \eta_{xx} + \eta_{yy} &= 0 \end{aligned} \quad (8)$$

The above equations are formulated in the x - y domain, and have to be transformed to the unit square (computational space), so that they can be solved there. The transformed system is as follows [5]:

$$\begin{aligned} (x_\eta^2 + y_\eta^2)x_{\xi\xi} - 2(x_\xi x_\eta + y_\xi y_\eta)x_{\xi\eta} + (x_\xi^2 + y_\xi^2)x_{\eta\eta} &= 0 \\ (x_\eta^2 + y_\eta^2)y_{\xi\xi} - 2(x_\xi x_\eta + y_\xi y_\eta)y_{\xi\eta} + (x_\xi^2 + y_\xi^2)y_{\eta\eta} &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\text{where } x_\xi = \frac{\partial x}{\partial \xi}, \quad x_{\xi\xi} = \frac{\partial^2 x}{\partial \xi^2}, \quad x_\eta = \frac{\partial x}{\partial \eta}, \quad x_{\eta\eta} = \frac{\partial^2 x}{\partial \eta^2}.$$

The above set of equations can be solved as a Dirichlet problem if (x, y) are given on the boundaries. If the normal derivatives of (x, y) are specified on the boundaries, it is treated as a Neumann problem. Normal derivatives are considered as equivalent to the distance between the first and second grid lines. These equations are then approximated by, e.g.,

$$\begin{aligned} x_\xi &\approx (x_{i+1,j} - x_{i-1,j})/2 \\ x_\eta &\approx (x_{i,j+1} - x_{i,j-1})/2 \\ x_{\xi\xi} &\approx x_{i+1,j} - 2x_{i,j} + x_{i-1,j} \\ x_{\eta\eta} &\approx x_{i,j+1} - 2x_{i,j} + x_{i,j-1} \\ x_{\xi\eta} &\approx 1/4(x_{i+1,j+1} - x_{i-1,j+1} - x_{i+1,j-1} + x_{i-1,j-1}) \end{aligned} \quad (10)$$

where now the index space $1 \leq i \leq m$ and $1 \leq j \leq n$ is a uniform subdivision of the (ξ, η) coordinates, $\xi = (i-1)/(m-1)$, $\eta = (j-1)/(n-1)$. The number of grid points is defined as $m \times n$.

2.1.3.2. Poisson System

Control of the coordinate line distribution in the field can be exercised by generalizing the elliptic generating system to Poisson equations:

$$\begin{aligned}\nabla^2 \xi(x, y) &= P(x, y) \\ \nabla^2 \eta(x, y) &= Q(x, y)\end{aligned}\quad (11)$$

in which the "control functions", P, Q can be adjusted to control the spacing and orientation of the coordinate lines. The extremum principle may be weakened or lost completely with such a system. The existence of an extremum principle is a sufficient, but not a necessary condition for a one-to-one mapping of grid points between the computational and physical space. Nevertheless there is a risk that grids with folded coordinate lines may occur.

Unless the point distribution on boundaries is uniform, P and Q cannot vanish. With $P=Q=0$ (equations degenerate to Laplace system) the lines tend to be equally-spaced away from the boundary [2]. The lack of control functions in the case of unequally distributed grid points would result in generating curved grid lines.

The Poisson system can be presented:

$$\begin{aligned}\alpha x_{\xi\xi} - 2\beta x_{\xi\eta} + \gamma x_{\eta\eta} &= -J^2(Px_{\xi} + Qx_{\eta}) \\ \alpha y_{\xi\xi} - 2\beta y_{\xi\eta} + \gamma y_{\eta\eta} &= -J^2(Py_{\xi} + Qy_{\eta})\end{aligned}\quad (12)$$

where

$$\begin{aligned}\alpha &= x_{\eta}^2 + y_{\eta}^2 \\ \beta &= x_{\xi}x_{\eta} + y_{\xi}y_{\eta} \\ \gamma &= x_{\xi}^2 + y_{\xi}^2\end{aligned}$$

For a particular choice of non-zero terms P and Q , and set of boundary conditions, the above system causes a Poisson grid to be generated.

Several types of control functions can be used to control the coordinate line spacing and orientation in the field. Different choices for P and Q produce various grids. Most of these functions are set before the solution algorithm begins, either directly through input or by calculation from the boundary point distributions that have been input. In the work of Sorenson [6], $P(\xi, \eta), Q(\xi, \eta)$ are computed at all grid points from equations:

$$\begin{aligned}P(\xi, \eta) &= p(\xi)e^{-a\eta} + r(\xi)e^{-c(\eta_{\max} - \eta)} \\ Q(\xi, \eta) &= q(\xi)e^{-b\eta} + s(\xi)e^{-d(\eta_{\max} - \eta)}\end{aligned}\quad (13)$$

where a, b, c and d are positive constants; the geometric effects are imbedded in p, q, r , and s (orthogonality, spacing) – functions of derivatives of x and y with respect to curvilinear coordinates.

The functions P and Q can be chosen to attract grid lines to certain other lines or points in the space. In [2] this effect is achieved by expressing the control functions in the following way:

$$P(\xi, \eta) = -\sum_{i=1}^N a_i \text{sign}(\xi - \xi_i) \exp(-c_i |\xi - \xi_i|) - \sum_{i=1}^M b_i \text{sign}(\xi - \xi_i) \exp\left\{-d_i \left[(\xi - \xi_i)^2 + (\eta - \eta_i)^2\right]^{1/2}\right\} \quad (14)$$

In analogous way, form for Q with ξ and η interchanged can be obtained. In the P function the effect of the amplitude a_i is to attract ξ -lines toward the ξ_i -line. The role of b_i is to attract ξ -lines toward the single point. This allows for extended control over mesh features such as grid spacing, cell growth ratio.

The iterative method for solving the Poisson equations to generate grids, as implemented in the program GRAPE¹, discussed in the Sorenson's study [6], can be summarised in the following way:

1. Compute values for x and y at inner and outer boundaries. Obtain an initial grid based on TFI – evaluate the control functions in the field by interpolation from the boundary values.

2. To generate a grid in the field solve the Poisson System equations:

$$\begin{aligned} \alpha x_{\xi\xi} - 2\beta x_{\xi\eta} + \gamma x_{\eta\eta} &= -J^2 (Px_{\xi} + Qx_{\eta}) \\ \alpha y_{\xi\xi} - 2\beta y_{\xi\eta} + \gamma y_{\eta\eta} &= -J^2 (Py_{\xi} + Qy_{\eta}) \end{aligned} \quad (15)$$

$$\text{where } \alpha = x_{\eta}^2 + y_{\eta}^2, \beta = x_{\xi}x_{\eta} + y_{\xi}y_{\eta}, \gamma = x_{\xi}^2 + y_{\xi}^2$$

3. Evaluate $x_{\eta\eta}$, $y_{\xi\xi}$ using one-sided difference representations (changing with iteration level). Then evaluate the control functions.

Steps (2) and (3) are then repeated until convergence.

2.1.4. Hyperbolic Generation System

In hyperbolic grid generation the PDE to solve is:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x}{\partial \xi} \frac{\partial x}{\partial \eta} + \frac{\partial y}{\partial \xi} \frac{\partial y}{\partial \eta} &= 0 \\ \frac{\partial x}{\partial \xi} \frac{\partial y}{\partial \eta} - \frac{\partial x}{\partial \eta} \frac{\partial y}{\partial \xi} &= V(\xi, \eta) \end{aligned} \quad (16)$$

where V is the function given by the user. It controls the cell volume distribution in the field (size control). The first equation states that the grid is orthogonal. This system is hyperbolic and therefore a non-iterative marching solution can be constructed proceeding in one coordinate direction away from a user-specified boundary over a given distance via a sequence of grid spacings.

Hyperbolic equations are simpler than nonlinear elliptic ones. Thus, as stated before, the hyperbolic grid generation is faster and cheaper than the

¹ The GRAPE code (GRids about Airfoils using Poisson's Equation) is an elliptic grid generator originally intended for isolated airfoils. The code was written by Reece Sorenson at NASA Ames Research Center, and was modified by Rod Chima at NASA Glenn to allow generation of periodic C-type grids for turbomachinery blades.

elliptic system. However, in hyperbolic grid generation only the interior boundaries can be specified. This can be a disadvantage if the user has requirements on where precisely the outer boundary of the final grid should be. Moreover the hyperbolic method is extremely fragile. Any slope changes or geometric breaks on the initial front (the grid on the surface) tend to propagate onto the interior of the grid. Methods based on the solution of hyperbolic equations are not applicable to regions in which the complete boundary surface is strictly defined.

FINAL REMARKS

The paper introduces the basics of grid generation techniques. The most popular scheme for constructing two dimensional structured grids is presented. Although such grid generators already exist, most of them are written in Fortran. Engineers used to the language since 1950s, begin to realize that a new way of thinking is needed in software engineering, characterized by the concept of object-oriented-programming. Thus, in current work focus on using C++ programming language to build similar program as GRAPE is given, what will hopefully reduce the size and complexity of a source code and will largely speed up the mesh generation in the overall process of numerical simulations

REFERENCES

- [1] Häuser Jochem, Xia Yang, 1996, *Modern Introduction to Grid Generation*, COSMASE Short Course Notes.
- [2] Thompson Joe F., Warsi Z.U.A., Wayne Mastin C., 1985, *Numerical Grid Generation: Foundations and Applications*, Elsevier Science Ltd.
- [3] Blazek J., 2001, *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, Elsevier Science Ltd.
- [4] Likhanova Yu.V., Liseikin Vladimir D., 2006, *Generation of Block Structured Smooth Grids*, Institute of Computational Technologies SB RAS.
- [5] Hanke Michael, 2005, *Lecture notes on Scientific Computing*, www.nada.kth.se
- [6] Sorenson Reese L., 1980, *A Computer Program to Generate Two-Dimensional Grids About Airfoils and Other Shapes by the Use of Poisson's Equation*, NACA.
- [7] Smith Robert E., 1999, *Transfinite Interpolation (TFI) Generation Systems*, chapter 3 in *Handbook of Grid Generation*, CRC Press.
- [8] Wyman Nick, *State of the Art of Grid Generation*, www.cfdreview.com

- [9] Owen Steven J, 1998, *A Survey of Unstructured Mesh Generation Technology*, Proceedings 7th International Meshing Roundtable, Dearborn, MI.
- [10] Per-Olof Persson, 2006, *Computational Grid Generation*, MIT 16.930, Advanced Topics in Numerical Methods for Partial Differential Equations
- [11] Ribando Robert J., 2010, *Elliptic Grid Generation*, University of Virginia.

ISSN 0137-2661