

Jerzy TREGER

Instytut Aparatury Przemysłowej i Energetyki
Politechnika Krakowska

DRGANIA RUR WYMIENNIKÓW CIEPŁA Z PRZEPLYWEM POPRZECZNYM

Streszczenie. W referacie przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych przeprowadzonych na wiązce rur mosiężnych omywanych poprzecznie powietrzem, bez wymiany ciepła. Badania dotyczyły określenia częstości odrywania się wirów w poszczególnych rzędach rur oraz ustalenia dopuszczalnych prędkości przepływu powietrza w przestrzeni międzyrurowej, po przekroczeniu których występują drgania o wysokich amplitudach. Podano także zalecenia dotyczące analizy założeń projektowych wymienników ciepła, mające na celu uniknięcie występowania nadmiernych drgań w czasie eksploatacji.

1. WSTĘP

Wymienniki ciepła z wiązkami rur omywanymi poprzecznie narażone są na uszkodzenia wywołane drganiami. Uszkodzenia mogące wystąpić to przetarcia rur na przegrodach, pęknięcia przy dnach sitowych, perforacje wskutek ocierania się rur, zmęczenie materiału, ujawnienie się wad materiałowych, niszczenie warstw utworzonych z produktów korozji. Wymienione uszkodzenia występować mogą w wymiennikach stosowanych m.in. w przemyśle chemicznym, w energetyce konwencjonalnej i jądrowej, szczególnie w tych urządzeniach, w których intensywnej wymianie ciepła towarzyszą wysokie prędkości przepływu czynnika w przestrzeni międzyrurowej, poprzecznie do osi wzdłużnej rur. Awaryjne wymienników mogą być często powodem znacznych strat oraz stanowić zagrożenie środowiska.

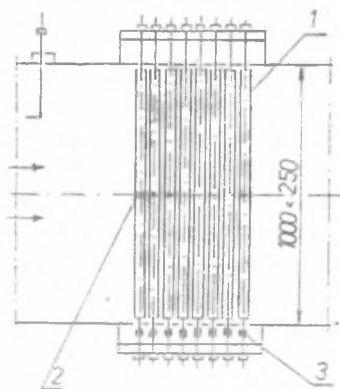
Drgania rur w wiązkach wymienników ciepła wywoływane są przepływem czynników energetycznych. Na wzbudzenie drgań wpływają następujące mechanizmy :

- odrywanie się wirów (vortex shedding) ;
- turbulencja przepływającego czynnika (turbulent buffeting) ;
- niestateczna sprężystość płynu (fluid-elastic instability), z drganiami poprzecznie do kierunku przepływu (wake galloping) lub sprzężeniem rur w ruchu wirującym (whirling) ;
- znaczna różnica ciśnień w strefie wylotu z wiązki (jet switching) ;
- rezonans akustyczny (acoustic resonance).

Szczegółowe omówienie wymienionych zjawisk i mechanizmów wywołujących drgania zawiera szereg publikacji, m.in. [1 + 7] .

2. OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO

Stanowisko laboratoryjne , na którym prowadzono badania, zainstalowane było w Instytucie Termodynamiki i Budowy Uniwersytetu Technicznego w Berlinie. Elementy składowe stanowiska to prostokątny kanał pomiarowy z pionową wiązką rur, strefa wyrównania przepływu, wentylator, silnik napędowy o zmiennych obrotach, aparatura pomiarowa, oprzyrządowanie. Obieg powietrza otwarty, bez wymiany ciepła. Wiązkę stanowiły 64 rury mosiężne $D = 25 \times 1,0$ mm, w 8 rzędach po 8 rur. Długość rur 996 mm, podziałka $P = 1,25 D$, w układzie trójkątnym. Zamocowanie rur między płytami sitowymi poprzez stalowe rurki sprężynujące, $d = 10 \times 0,2$ mm o długości 2×250 mm, rys. 1. Pomiar pulsacji ciśnienia realizowano przy użyciu piezoporowych przetworników ciśnienia firmy Endevco, po trzy sztuki w trzech wybranych rurkach, ustawionych w środkowej części wiązki.



Rys. 1. Stanowisko laboratoryjne z wiązką rur,
1 - rura mosiężna ; 2 - przetwornik ciśnienia ;
3 - tensometry

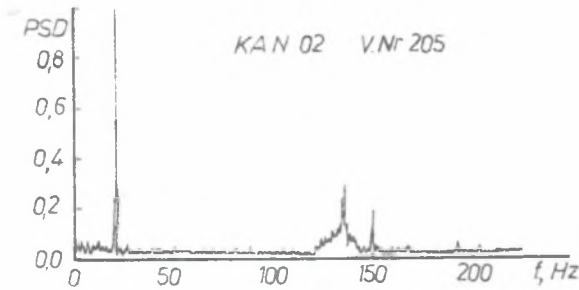
Fig. 1. Laboratory stand with tube array,
1 - brass tube ; 2 - pressure transducers ;
3 - strain gauges

Zmiany amplitudy drgań badano wg metodyki podanej w [6, 7] , z zastosowaniem tensometrów firmy Hottinger-Baldwin, po cztery sztuki na rurkach sprężynujących. Łączna ilość rur z tensometrami wynosiła osiem sztuk. Do rejestracji wskazań przetworników ciśnienia oraz tensometrów stosowano układ szybkiego zbierania danych firmy Frey, z procesorami HP-1000E i

HP-1000M. Czas jednego pomiaru, przy założonej prędkości przepływu powietrza, wynosił 25 s, zaś czas próbkowania 1 ms.

3. CZĘSTOTLIWOŚĆ ODRYWANIA WIRÓW

W pierwszej serii badań, z rurami pomiarowymi w przedniej wlotowej części wiązki, prędkości szczelinowe wynosiły $w_s = (4,03 \pm 8,65)$ m/s, w drugiej serii, dla części tylnej, wylotowej, prędkości w zakresie $w_s = (2,55 \pm 9,71)$ m/s. Wyniki pomiarów opracowano przy użyciu programów komputerowych stosowanych w Instytucie, które realizowały przejście z dziedziny czasu do dziedziny częstotliwości, wykorzystując metodę szybkiej transformacji Fouriera (FFT) dla określenia widmowej gęstości mocy (PSD), przy różnych częstościach drgań rur. Wykresy gęstości mocy były podstawą do ustalenia częstości odrywania się wirów od powierzchni rur. Rejestrowane pulsacje ciśnienia o zwiększonych gęstościach mocy, w pewnych zakresach częstości, przedstawia rys. 2.



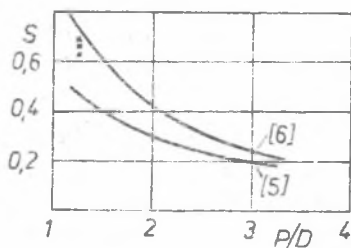
Rys. 2. Rozkład gęstości mocy, rura D2, rząd 1
Fig. 2. Power spectral density, tube D2, row 1

Dla pierwszej serii pomiarów, z rurami wyposażonymi w przetworniki ciśnienia ustawionymi w trzech pierwszych rzędach, wyznaczono częstości odrywających się wirów i obliczono wartości liczby Strouhala :

- pierwszy rząd $S = 0,67$; $r^2 = 0,91$,
- drugi rząd $S = 0,69$; $r^2 = 0,94$,
- trzeci rząd $S = 0,63$; $r^2 = 0,87$.

Porównanie otrzymanych wartości S , z danymi innych autorów, przedstawiono na rys. 3.

Dla drugiej serii badań wykresy PSD(f) nie wykazywały wzrostu gęstości mocy, wskutek wysokiej turbulencji przepływu, niszczącej ścieżkę odrywających się wirów w części tylnej wiązki rur.



Rys. 3. Liczba Strouhala dla trójkątnych układów rur
Fig. 3. Strouhal number for triangular tube arrays

4. PRĘDKOŚĆ KRYTYCZNA

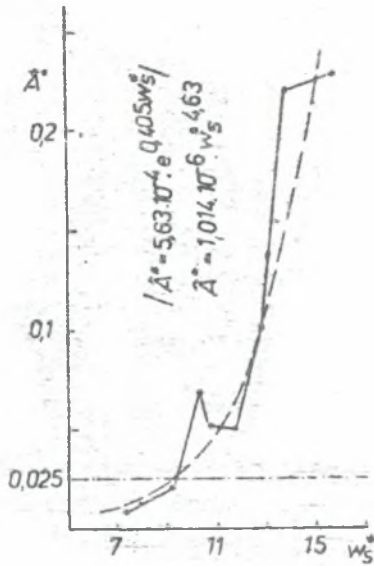
Pomiarów amplitud drgań dokonywano z zastosowaniem układu tensometrów, po ich wywzorcowaniu. Komputerowy program obróbki wyników pozwalał na wyznaczenie amplitudy maksymalnej, średniej oraz odchylenia standardowego dla każdej z rur pomiarowych. Zakres prędkości powietrza w trakcie badań obejmował liczbę Reynoldsa $Re = 5000 + 16000$, w odniesieniu do przepływu wokół rur.

Na rys. 4 przedstawiono przykładowo przebieg zmian maksymalnej amplitudy względnej drgań rury 20 ustawionej w rzędzie 6, w pierwszej serii badań. Przebiegi zmian amplitudy maksymalnej aproksymowano równaniami wykładniczymi z zastosowaniem regresji liniowej, metodą najmniejszych kwadratów. Wykres przebiegu zmian amplitud maksymalnych ośmiu rur pomiarowych badanej wiązki, w pierwszej serii badań podano w [9]. Uwzględniając zalecenia dotyczące wartości dopuszczalnej amplitudy drgań rur, zamieszczone w [1], przyjęto, że największa amplituda drgań wynosić może 0,025 D. Na tej podstawie wyznaczono wartość współczynnika stabilności równania Connorsa, które ma wówczas postać:

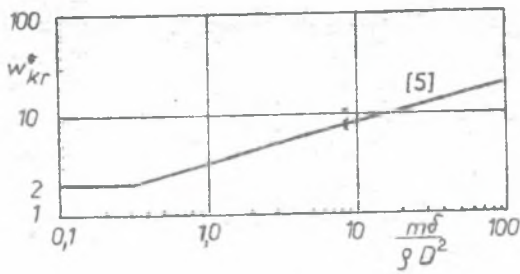
$$w_{kr}^* = 3,3 \left(\frac{m}{\xi} \frac{\delta}{D^2} \right)^{0,5}$$

Należy dodać, że wg [5], dla określenia względnej prędkości krytycznej winno się korzystać ze zmodyfikowanego wykresu Chena, dla określonego układu rur wymiennika, biorąc pod uwagę właściwości rur wyznaczone w nieruchomym powietrzu. Wykres ten, dla układu trójkątnego przedstawia rys. 5, na którym naniesiono wartości w_{kr}^* dla badanych rur mosiężnych, przy przy-

jęciu dopuszczalnej amplitudy drgań.



Rys. 4. Maksymalne amplitudy względne drgań, rura 20, rząd 6
 Fig. 4. Maximal relative vibration amplitude, tube 20, row 6



Rys. 5. Mapa stabilności dla trójkątnych układów rur
 Fig. 5. Stability map for triangular tube arrays

5. ZALECENIA PROJEKTOWE

W celu jak najskuteczniejszego zabezpieczenia wiązek rur wymienników z przepływem poprzecznym należy już na etapie projektowania lub doboru, uwzględnić wytyczne dotyczące uniknięcia nadmiernych drgań. Metodyka obliczeń przedstawiona jest np. w [3, 10, 11], a istotą poprawnej konstrukcji jest, aby przynajmniej podstawowa częstość własna rur różniła się możliwie znacznie od częstości odrywających się wirów, dominującej częstości drgań przepływu turbulენტnego, częstości akustycznej, a prędkość szczelinowa była niższa od krytycznej. Winne być zatem spełnione następujące warunki:

- I. $f_{n1} > f_{vs}$ (dla cieczy),
- II. $f_{n1} \neq f_{tb}$ (dla gazów),
- III. $f_a \neq f_{vs}$, $f_a \neq f_{tb}$
- IV. $w_s < w_{kr}$.

Bardzo istotny jest także wpływ siły osiowej działającej na rury wiązki. Siła ta pochodzić może od wydłużeń cieplnych lub różnicy ciśnień w konstrukcjach z głowicami swobodnymi. Siła osiowa ściskająca powoduje istotne obniżenie wartości pierwiastka równania częstości drgań własnych rury. W przypadku niespełnienia któregoś z wymienionych warunków, w strefie wlotu, środkowej i wylotu, projekt odpowiedniego wymiennika należy zmienić. Główne możliwości projektowe to: dobór innej odległości przegród, inny układ rur wiązki, inna podziałka i grubość rur, zmiana wartości siły osiowej, montaż osłon perforowanych przed wlotem czynnika na wiązkę.

OZNACZENIA

- \hat{A} , \hat{A}^* - amplitudy drgań: maksymalna i maksymalna względna,
 $\hat{A}^* = \hat{A}/D$,
- D - średnica zewnętrzna rury,
- d - średnica zewnętrzna rury sprężynującej,
- $f_a, f_{n1}, f_{tb}, f_{vs}$ - częstości: akustyczna, podstawowa drgan własnych, dominująca przy wzbudzeniu turbulენტnym, odrywania się wirów,
- m - masa jednostkowa rury,
- r^2 - współczynnik korelacji,

- w_s, w_{kr}, w_{kr}^* - prędkości czynnika omywającego : szczelinowa, krytyczna, krytyczna zredukowana $w_{kr}^* = w_{kr} / (f_{n1} D)$,
 P - podziałka rozmieszczenia rur w wiązce,
 S - liczba Strouhala, $S = f_{vs} D / w_s$,
 ζ - logarytmiczny dekrement tłumienia rury,
 ρ - gęstość czynnika omywającego rurę.

LITERATURA

- [1] S.S.Chen : Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures, Hemisphere Publ. Corp. 1987.
- [2] H.Troidl : Strömungsinduzierte Schwingungen querangeströmter Rohrbündel bei versetzter und fluchtender Rohranordnung, Praca doktorska TU, Monachium 1986.
- [3] J.M.Chenoweth : Flow-induced Vibration Phenomena, Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Publ. Corp. 1983.
- [4] K.P.Singh, J.Soler : Mechanical Design of Heat Exchangers, Arcturus Publ. Corp. 1981.
- [5] D.S.Weaver, J.A.Fitzpatrick : A Review of Flow Induced Vibration in Heat Exchangers, Int. Conf..on Flow Induced Vibrations, Bowness-on-Windermere, May 1987.
- [6] A.Žukauskas, R.Ulinskas, W.Katinas : Hidrodinamika i wibracji obtekających pęczków trub, Vilnius Mokslas Publ. 1984.
- [7] W.Gog, H.Gelbe : Schwingungserregung in querangeströmten Rohrbündeln mit Dreiecksteilung, Verfahrenstechnik nr 17, 1983.
- [8] H.Kleist, J.Treger : Częstotliwość odrywania się wirów w wiązce rur przy poprzecznym przepływie powietrza, Inżynieria i Aparatura Chemiczna nr 3, 1988.
- [9] J.Treger, H.Kleist : Prędkość krytyczna przepływu przy drganiach wiązek rur wymienników ciepła, Inżynieria i Aparatura Chemiczna nr 3, 1988.
- [10] Kernkraftwerke, Energie Handbuchreihe B.10, Techn. Verlag, Graefelfing, 1986.
- [11] J.Treger : Metodyka obliczeń wymienników ciepła uwzględniająca wpływ drgań rur omywanych poprzecznie, Inżynieria i Aparatura Chemiczna nr 1, 1990.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Ludwik Cwynar

ВИБРАЦИИ ТРУБ В ТЕПЛООБМЕННИКАХ С ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИЕМ

Резюме

В статье представлено результаты экспериментальных исследований проведенных на пучке латунных труб при поперечном течении воздуха, без теплообмена. Пучок 64 труб в треугольном расположении и относительным шагом 1,25 в 8 рядах установлен в прямоугольном канале с помощью стальных упругих опор. Три из труб имели пьезоопорные датчики давления а восемь труб тензодатчики для измерения пульсации давления и амплитуд колебаний соответственно. Задачей исследований было определение частот отрыва вихрей в очередных рядах труб пучка а также установление критических скорости поперечного потока воздуха при которых выступают вибрации труб с большой амплитудой. Для установления частоты отрыва вихрей использовано вычислительную программу с методом быстрой трансформации Фурье. Число Струхала для трех первых рядов труб $S = 0,63 \pm 0,69$ а вычислена критическая скорость $w_{kr}^* = 7,5 \pm 11,2$.

Предложено тоже требования связаны с проектированием теплообменников, исполнение которых должно предотвратить вибрациям труб с недопустимыми амплитудами.

TUBE VIBRATION IN CROSSFLOW HEAT EXCHANGERS

Summary

In the paper results of laboratory experiments the brass tube bank with air crossflow without heat exchange has been presented. Bundle of 64 tubes in triangular array and pitch 1.25 in 8 rows was placed in rectangular wind tunnel using the spring steel tubes. Three of meter tubes have been instrumented in piezoresistive transducers and eight in strain gauges to measure pressure pulsation and tube amplitudes respectively. Aim of investigations was definition of vortex shedding frequencies and critical air flow velocity for tubes in various rows of the bank. To find the vortex shedding frequency the Fast Fourier Transformation in calculation program has been used. For three first rows Strouhal Number $S = 0,63 - 0,69$ and reduced critical flow velocity for various tubes $w_{kr}^* = 7,5 - 11,2$ have been calculated. Recommendations for the proper design of heat exchanger with flow across the tube bundle to avoid extensive vibration in operating conditions have been mentioned.