

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ ФОРМЫ КАНАЛА ТЕПЛООБМЕННИКА-РЕГЕНЕРАТОРА МГТУ

Благин Е.В.¹, Шиманов А.А.

¹Самарский университет, г. Самара, evgenyblagin@gmail.com

Ключевые слова: малоразмерная газотурбинная установка, регенеративный теплообменник, конвективный теплообмен.

Одним из самых важных элементов малоразмерных газотурбинных энергетических установок является регенеративный теплообменник-рекуператор, который передает тепло уходящих газов сжатому воздуху. К таким теплообменникам предъявляются следующие требования:


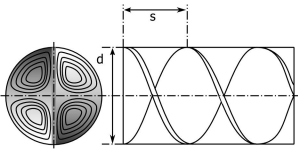
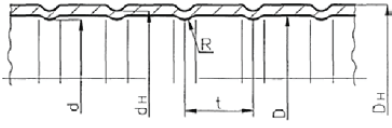
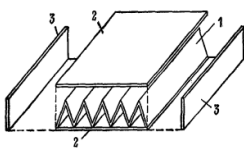
- высокая интенсивность теплоотдачи.
- низкие гидравлические потери.
- низкие массогабаритные характеристики.

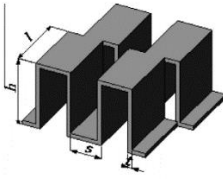
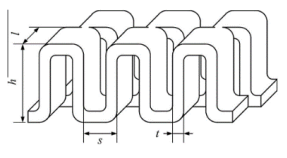
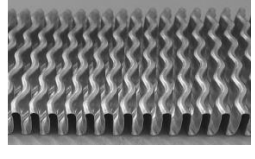
Таким требованиям удовлетворяют пластинчато-ребристые теплообменники.

Отличительной особенностью проектирования пластинчато-ребристых теплообменников является необходимость оптимизации формы канала. В свою очередь особенность расчета конвективного теплообмена заключается в необходимости определения критериального уравнения для каждого конкретного канала. Таким образом на начальной стадии проектирования такого теплообменника необходимо определить наиболее эффективную форму канала. Для этого необходимо выявить критериальные уравнения, которые описывают теплообмен и гидравлические потери.

Каналы с соответствующими уравнениями представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Формы канала с соответствующими уравнениями

Канал	Уравнение теплообмена и гидравлических потерь
 <p>Канал с полукруглыми сечениями</p>	<p>Теплоотдача</p> $Nu_{hc} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)}$ <p>Гидравлические потери</p> $f_{hc} = \left(\frac{1}{1.8 \lg Re - 1.5} \right)^2$
 <p>Канал с винтовой вставкой</p>	<p>Ламинарный режим</p> $\overline{Nu} = \frac{\alpha d_{\text{мн}}}{\lambda} = 0.3 Re^{0.33} De^{0.27} Pr^{0.43}$ <p>Турбулентный режим</p> $\overline{Nu} = 0.079 Re^{0.52} Pr^{0.43} De^{0.22}$
 <p>Канал с кольцевой накаткой</p>	<p>Теплоотдача</p> $\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} = \left(1 + \frac{\lg Re - 4.6}{30} \right) \left(\left(3.33 \frac{t}{D} - 16.33 \right) \frac{d}{D} + 17.33 - 3.33 \frac{t}{D} \right)$ <p>Гидравлические потери</p> $\frac{f_{\text{вн}}}{f_{\text{гл}}} = \left[1 + \frac{100(\lg Re - 4.6)(1 - d/D)^{1.65}}{\exp(t/D)^{0.3}} \right] \exp \left[\frac{25(1 - d/D)^{1.32}}{(t/D)^{0.75}} \right]$
 <p>Угловатый канал</p>	<p>Теплоотдача</p> $\alpha_{\text{в}} = \frac{1}{d_{\text{гидр}}} \cdot 0,01565 \cdot \left(\frac{d_{\text{гидр}}}{\delta} \right)^{0,19} \cdot \left(\frac{d_{\text{гидр}}}{l} \right)^{0,17} \cdot Re_{\text{в}}^{0,77} \cdot \lambda_{\text{в}}$ <p>Гидравлические потери</p> $\xi_{\text{в}} = 10,5 \cdot \left(\frac{d_{\text{гидр}}}{l} \right)^{1,26} \cdot Re_{\text{в}}^{-0,52} \left(\frac{d_{\text{гидр}}}{l} \right)^{0,29}$

 <p>Канал со смещенной сеткой</p>	<p>Теплоотдача</p> $j = 0.6522Re^{-0.5403} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678} \times [1 + 5.269 \times 10^{-5} Re^{1.34} \alpha^{0.504} \delta^{0.456} \gamma^{-1.055}]^{0.1}$ <p>Гидравлические потери</p> $f = 9.6243Re^{-0.7422} \alpha^{-0.1856} \delta^{0.3053} \gamma^{-0.2659} \times [1 + 7.669 \times 10^{-8} Re^{4.429} \alpha^{0.92} \delta^{3.767} \gamma^{0.236}]^{0.1}$
 <p>Канал со скругленной смещенной сеткой</p>	<p>Теплоотдача</p> $j = A_0 \left(\frac{l}{D_e}\right)^{A_1} \Phi^{A_2} \alpha^{A_3} \gamma^{A_4} \delta^{A_5} Re_j^*$ <p>Гидравлические потери</p> $f = B_0 \left(\frac{l}{D_e}\right)^{B_1} \Phi^{B_2} \left(\frac{1}{1-2\alpha}\right)^{B_3} \left(\frac{1}{1-2\gamma}\right)^{B_4} \delta^{B_5} Re_j^*$
 <p>Канал с искривленной стенкой</p>	<p>Теплоотдача</p> $j = 0.0836Re^{-0.2309} \left(\frac{F_p}{F_h}\right)^{0.1284} \left(\frac{F_p}{2A}\right)^{-0.153} \left(\frac{L_d}{L}\right)^{-0.326}$ <p>Гидравлические потери</p> $f = 1.16Re^{-0.309} \left(\frac{F_p}{F_h}\right)^{0.3703} \left(\frac{F_p}{2A}\right)^{-0.25} \left(\frac{L_d}{L}\right)^{-0.1152}$

Интенсивность теплообмена может быть определена по уравнению, которое содержит следующие параметры:

1) Собственно коэффициент теплоотдачи α .

2) Критерий Нуссельта $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$

3) Критерий Кобурна:
$$j = StPr^{\frac{2}{3}} = \frac{Nu}{Re Pr^{\frac{2}{3}}} = \frac{h}{u C_p} Pr^{\frac{2}{3}}$$

Предварительный анализ конструкции регенеративных теплообменников для малоразмерных газотурбинных энергетических установок показал, что наиболее эффективным типом канала будет канал с винтовой вставкой.

Сведения об авторах

Благин Евгений Валерьевич, доцент кафедры ТиТД, научный сотрудник НОЦ ГДИ-209. Область научных интересов: холодильная и криогенная техника.

Шиманов Артем Андреевич, ст. преп. кафедры ТиТД, научный сотрудник НОЦ ГДИ-209. Область научных интересов: системы охлаждения, термоакустика.

SELECTION OF OPTIMAL SHAPE OF THE CHANNEL IN HEAT EXCHANGER IN SMALL-SCALE GAS TURBINE ENGINE

Blagin E.V.¹, Shimanov A.A.¹,

¹Samara University, Samara, Russia, evgenyblagin@gmail.com

Keywords: Small-scale gas turbine engine, regenerative heat exchanger, convective heat transfer.

Regenerative heat exchanger is an important part of small-scale gas turbine engine. Plate-fin heat exchanger is most suitable type of heat exchangers for this purpose. However, designing of such heat exchanger requires selection of the optimal shape of the channel. 7 types of channels was considered for this task by means of estimation of their heat intensity, pressure drop and dimensions. Preliminary analysis shows that the most effective type of the channel is channel with screw filling.