

УДК 532.517.4

# Вихревая интенсификация теплообмена в канале прямоугольного сечения с помощью вращающегося диска на его стенке\*

**А.Е. Усачов<sup>1</sup>, С.А. Исаев<sup>2</sup>, С.А. Сустин<sup>1</sup>**<sup>1</sup> *Московский комплекс ЦАГИ, Москва, 107005, Россия*<sup>2</sup> *Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации, Санкт-Петербург, 196210, Россия**e-mail: usachov\_al@mail.ru, isaev3612@yandex.ru, sergeyech@mail.ru*

DOI: 10.34759/tpt-2020-12-5-196-200

Поступила в редакцию 15.12.2019

После доработки 04.06.2020

Принята к публикации 05.06.2020

Рассматривается вихревая интенсификация теплообмена при течении жидкости в канале с поперечным прямоугольным сечением. Вихревое течение в канале создается с помощью вращающегося плоского диска, который располагается на нижней стенке канала. На основе численного решения уравнений Рейнольдса (URANS – Unsteady-Reynolds-Averaged-Navier-Stokes), замкнутых с помощью дифференциальной  $k-\omega$  модели турбулентности в SST модификации Ментера, исследуются тепловые потоки на нижней стенке канала с расположенным на ней вращающимся диском. Результаты численного моделирования показали значительный прирост интенсивности теплообмена в канале, при этом гидравлические потери возрастают в меньшей степени. Энергетические затраты на раскрутку диска не учитываются, так как они зависят от способа раскрутки диска.

**Ключевые слова:** численное моделирование, вихревая интенсификация, теплообмен, турбулентность, MSST модель турбулентности, пакет VP2/3.

## Введение

Одним из способов интенсификации теплообмена при течении газа или жидкости вблизи твердой поверхности является создание вихревого течения, которое существенно повышает конвективную составляющую теплового потока. Для этой цели широко используются различные генераторы вихрей вблизи поверхности, например: лунки, траншеи, выступы и др. [1]. При этом возникает вопрос об энергетической эффективности способа интенсификации теплообмена, а именно: во сколько раз увеличивается теплоотдача в канале с искусственными препятствиями по сравнению с ростом гидравлических потерь. Однако есть случаи, когда необходимо значительно повысить интенсив-

ность теплообмена, не считаясь с энергетическими затратами. Они возникают в авиационных, космических аппаратах, в энергетических машинах и др. при жестких ограничениях на полезный объем. В данной работе анализируется возможность значительной интенсификации теплообмена вблизи твердой стенки при небольших энергетических затратах на создание вихревого течения с помощью вращающегося диска.

## Постановка задачи

В представленном исследовании численно моделируется турбулентное трехмерное неизотермическое течение воды и теплообмен в канале с прямоугольным поперечным сечением, одна из стенок которого подвергается постоянному нагреву. На нижней нагретой стенке в

\* Исследование выполнено при частичной поддержке РФФИ по проекту 18-01-00210.

центре канала расположен вращающийся диск, поверхность которого совпадает со стенкой канала (рис. 1). При вращении диска в канале возникает интенсивное вихревое течение, которое повышает отток тепла от нагретой стенки в поток жидкости.

Такой тип течения часто встречается в теплообменных устройствах. Для численного моделирования задаются основные геометрические параметры и начальные условия течения. Поперечное сечение канала имеет размеры: ширина – 1 м, высота – 0.5 м, длина – 6 м. На нижней стенке в центре канала расположен вращающийся диск с диаметром 0.8 м. Расстояние оси вращения диска от входа в канал составляет 3 м, расстояние от боковой стенки – 0.5 м. Вода втекает в канал со скоростью  $V = 0.01$  м/с. На входе в канал задается постоянный профиль скорости с пограничным слоем. Толщина пограничного слоя принималась равной 0.01 от величины ширины канала. Профиль скорости пограничного слоя соответствовал степенному закону  $1/7$ . Температура воды, втекающей в канал,  $T = 300$  К. Температура горячей стенки канала, на которой находится вращающийся диск,  $T = 360$  К. На верхней и боковых стенках канала поддерживается постоянная температура, равная  $T = 300$  К. Круговая скорость вращения диска  $\omega = 1$  рад/с. Число Рейнольдса, рассчитанное по скорости втекания воды в канал и ширине канала, составляет  $Re = 9952$ . При таком числе Рейнольдса реализуется трехмерное полностью развитое неизотермическое турбулентное течение.

Для замыкания уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу, применяется  $k-\omega$  модель турбулентности SST в модификации Ментера [2]. В модель турбулентности вносится поправка на кривизну линий тока, основанная на модификации поправки Лещинера–Роди–Исаева [3].

### Численный алгоритм

Для численного моделирования течения использовался пакет программ VP2/2 [4]. Применяется гибридная блочная сетка (рис. 2) с разрешением пограничного слоя. Толщина сетки для разрешения пограничного слоя составляет 0.01 м, число ячеек в слое 10, общее число ячеек в сетке 1405000. Контроль величины  $y^+$  вблизи стенки показал, что она не превышает 2.

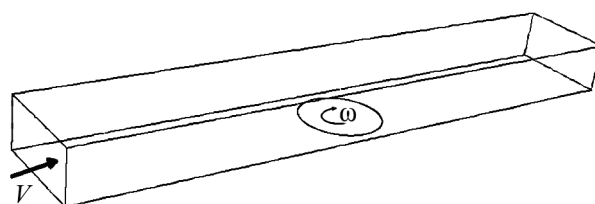


Рис. 1. Схема течения

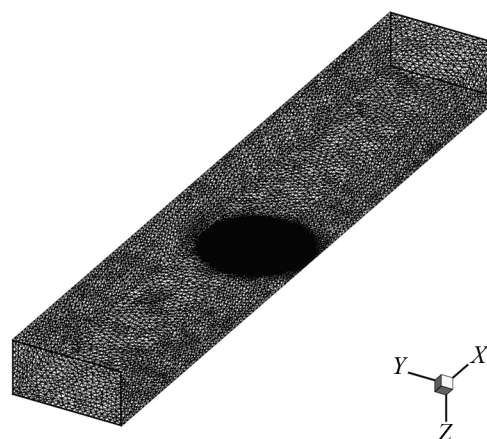


Рис. 2. Гибридная сетка

### Результаты численного моделирования

Некоторые результаты численного моделирования нестационарного неизотермического турбулентного течения воды в канале с вращающимся диском на его нижней стенке при числе Рейнольдса  $Re = 9952$  показаны на рис. 3–6. Траектории меченых частиц, построенные по осредненной по Рейнольдсу скорости, при их движении в канале (см. рис. 3) демонстрируют формирование непосредственно за диском мощного вихревого течения. Крупномасштабный вихрь, который образуется на вращающемся диске, развивается по всей длине канала ниже

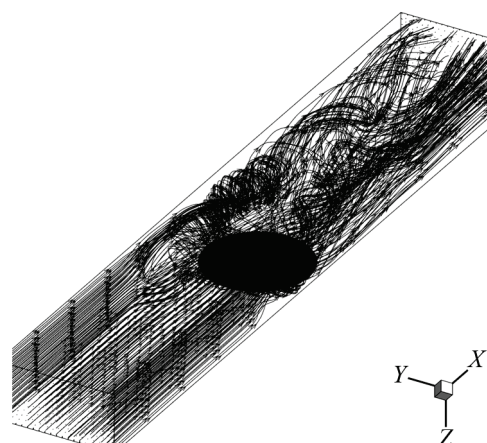
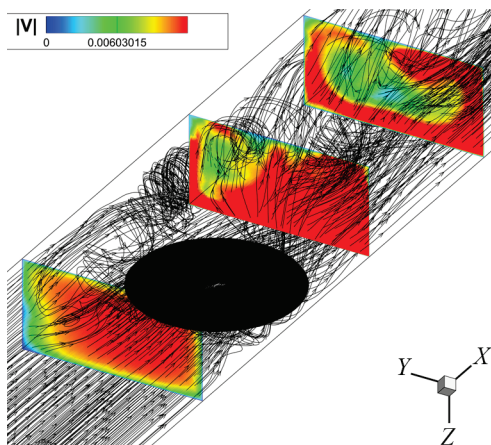


Рис. 3. Траектории меченых частиц, построенные по осредненной скорости, в канале с диском

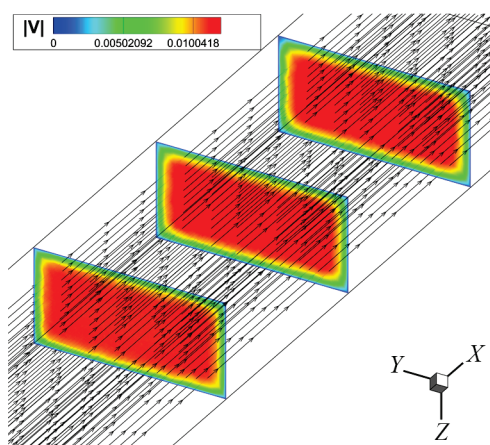
по потоку от вращающегося диска. Вихревое течение интенсифицирует тепло-массообмен в пространстве канала за диском.

Поле модуля скорости и траектории меченых частиц, показанные на рис. 4, характеризуются сильной неравномерностью и ростом скорости вблизи стенки с диском. Изменение поля модуля скорости показано на рис. 4 в трех поперечных сечениях, расположенных на расстоянии  $X=2.5$ ; 3.6 и 4.7 м от входа в канал.

Чтобы понять отличие поля скорости в канале с диском от поля скорости в канале без вращающегося диска, рассмотрим траектории меченых частиц в канале без диска, построенные по осредненной скорости (см. рис. 5). На рисунке видно, что поле модуля скорости равномерное с выраженными пограничными слоями вблизи стенок. Линии траекторий меченых час-



**Рис. 4.** Поле модуля скорости и траектории меченых частиц, построенные по осредненной скорости, в трех поперечных сечениях  $X = 2.5$ ; 3.6 и 4.7 м от входа в канал с вращающимся диском

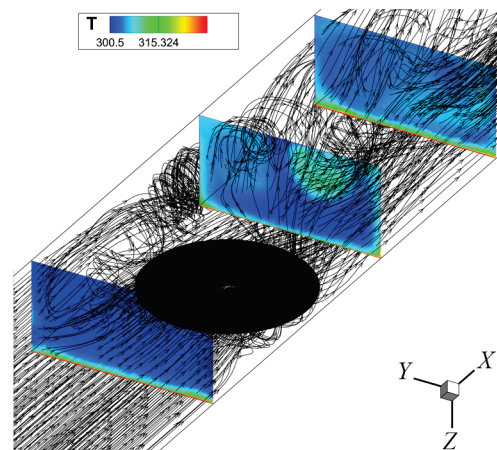


**Рис. 5.** Поле модуля скорости и траектории меченых частиц, построенные по осредненной скорости, в трех поперечных сечениях  $X = 2.5$ ; 3.6 и 4.7 м от входа в канал без диска

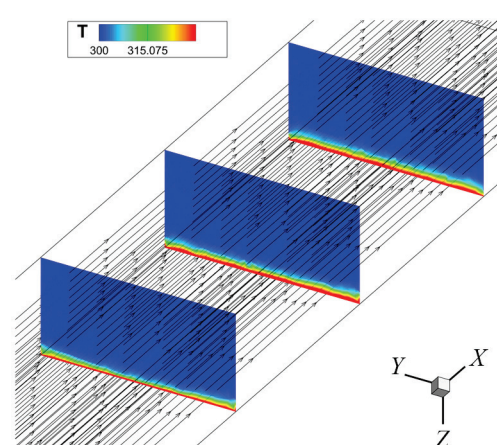
тиц, построенные по осредненной скорости, проходят параллельно стенкам канала. Наличие вращающегося диска нарушает равномерную картину течения.

Возникновение вихревого потока за вращающимся диском приводит к интенсификации теплообмена за счет усиления конвективного перемешивания воды (см. рис. 6). Развитие крупномасштабного вихря за диском изменяет поле статической температуры в поперечных сечениях канала. Это видно на картинах поля статической температуры в поперечных сечениях канала, представленных на рисунке, расположенных в трех поперечных сечениях  $X = 2.5$ ; 3.6 и 4.7 м от входа в канал.

Сопоставим поле статической температуры в поперечных сечениях при течении в канале с вращающимся диском и без диска (см. рис. 7).



**Рис. 6.** Поле статической температуры и траектории меченых частиц, построенные по осредненной скорости, в трех поперечных сечениях  $X = 2.5$ ; 3.6 и 4.7 м от входа в канал с вращающимся диском



**Рис. 7.** Поле статической температуры и траектории меченых частиц, построенные по осредненной скорости, в трех поперечных сечениях  $X = 2.5$ ; 3.6 и 4.7 м от входа в канал без диска

При течении в канале без диска величина статической температуры в поперечных сечениях равномерно падает при удалении от горячей стенки. В случае течения в канале с вращающимся диском видно, что в поперечных сечениях равномерность нарушается и появляются зоны с повышенной статической температурой вдали от стенки, что свидетельствует о повышении интенсивности теплообмена.

Проведем численную оценку повышения теплового потока на нижней стенке канала при неподвижном и вращающемся диске.

При вращающемся диске величина расчетного теплового потока через нагретую нижнюю стенку и диск составляет

$$Q_{\text{вращ}} = 97884.1 \text{ Вт.}$$

Суммарный тепловой поток на стенке с неподвижным диском

$$Q_{\text{неподв}} = 38661.7 \text{ Вт.}$$

Величина отношения теплового потока в канале с вращающимся диском к тепловому потоку в канале без диска составляет

$$\frac{Q_{\text{вращ}}}{Q_{\text{неподв}}} = 2.531.$$

Образование вихревого течения в канале приводит к увеличению гидравлических потерь по сравнению с отсутствием вращающегося диска. Увеличение суммарной силы трения на стенках канала с вращающимся диском по сравнению с каналом с неподвижным диском составило

$$\frac{\sum F_{\text{вращ}}}{\sum F} = \frac{0.03525}{0.01665} = 2.11.$$

Следовательно, увеличение относительной теплоотдачи в канале происходит с опережающим темпом по отношению к росту гидравлических потерь.

### Заключение

1. В результате исследования показано, что установка вращающегося диска на стенке канала прямоугольного сечения приводит к возник-

новению крупномасштабного вихря и, как следствие, интенсификации теплообмена вблизи нагретой нижней стенки приблизительно в 2.5 раза по сравнению с каналом без диска.

2. Рост гидравлических потерь за счет увеличения силы трения на поверхности канала и вращающемся диске происходит с отстающим темпом от теплообмена, при этом абсолютная величина силы трения достаточно мала.

3. Предложенный способ интенсификации теплообмена может быть использован в случае необходимости резкого увеличения теплоотдачи от плоской поверхности при сохранении геометрических размеров теплообменника.

4. Энергетические затраты на раскрутку диска не учтены, так как зависят от конкретного механизма раскрутки диска.

### УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$Q_{\text{вращ}}$  – величина теплового потока через нагретую нижнюю стенку и диск;

$Q_{\text{неподв}}$  – величина суммарного теплового потока на стенке с неподвижным диском;

$\sum F_{\text{вращ}}$  – суммарная величина сил трения на стенках канала с вращающимся диском;

$\sum F$  – суммарная величина сил трения на стенках канала с неподвижным диском.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. СПб.: Судостроение, 2005. 392 с.
2. Menter F.R., Langtry R.B., Likki S.R., Suzen Y.B., Huang P.G., Volker S. A Correlation Based Transition Model Using Local Variables Part 1 – Model Formulation // ASME-GT2004-53452. 2004. P. 413–422.
3. Исаев С.А., Баранов П.А., Жукова Ю.В., Усачов А.Е., Харченко В.Б. Коррекция модели переноса сдвиговых напряжений с учетом кривизны линий тока при расчете отрывных течений несжимаемой вязкой жидкости // Инженерно-физический журнал. 2014. Т. 87. № 4. С. 966–979.
4. Исаев С.А., Баранов П.А., Усачов А.Е. Многоблочные вычислительные технологии в пакете VP2/3 по аэротермодинамике. Саарбрюкен: LAMBERT Academic Publishing, 2013. С. 316.
5. Исаев С.А., Баранов П.А., Усачов А.Е., Малышкин Д.А. Численное исследование процессов вентиляции замкнутого пространства в присутствии людей и источников тепла // Инженерно-физический журнал. 2015. Т. 88. № 58. С. 1152–1157.

## Vortex intensification of heat exchange in rectangular section channel by the rotating disk on its wall

**A.E. Usachov<sup>1</sup>, S.A. Isaev<sup>2</sup>, S.A. Sustin<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> *Zhukovskii Central Aerohydrodynamic Institute, Moscow, 107005, Russia*

<sup>2</sup> *Saint-Petersburg State University of Civil Aviation, Saint-Petersburg, 196210, Russia*

*e-mail: usachov\_al@mail.ru, isaev3612@yandex.ru, sergeyech@mail.ru*

One of the heat exchange intensification ways while gas or liquid flow near the solid surface consists in vortex flow creating, which increases significantly the convective component of a heat flow. Various vortex generators near the surface, such as dimples, trenches, ribs etc., are widely used for this purpose [1]. A question of energy efficiency of the heat exchange intensification arises herewith, namely, how many times the heat exchange increases in the channel with artificial obstacles compared to the hydraulic losses growth. However, there are certain cases when considerable heat exchange increase is necessary regardless of energy consumption. They arise in aviation and space vehicles, energy machines etc. at strict limitations the effective volume. The presented work analyses the possibility of considerable heat exchange intensification near the solid wall at low energy consumption on the vortex flow creation by the rotating disk. The presented study numerically models turbulent 3D non-isothermal water flow and heat exchange in the rectangular cross-section channel, one of which walls is being exposed to the constant heating. A rotating disk, which surface coincides with the channel wall, is located on the lower heated wall of the channel. The intensive vortex flow, which increases the heat drainage from the heated wall into the fluid flow, occurs while the disk rotation. The results of the study revealed that the rotating disk setting on the wall of the rectangular cross-section channel led to occurrence of a large-scale eddy, and, as a consequence, to the heat exchange intensification near the heated lower wall approximately by 2.5 times compared to the channel without a disk. As a result of research it is shown that installation of a rotating disk on a wall of the channel of rectangular section leads to occurrence of a large-scale eddy flow and, as consequence, a heat exchange intensification closes the bottom hot wall approximately in 2.5 times in comparison with the channel without a disk.

**Keywords:** numerical simulation, vortex intensification, heat transfer, turbulence, SST turbulence model, pack VP2/3.

### REFERENCES

1. **Bystrov Yu.A., Isaev S.A., Kudryavtsev N.A., Leontiev A.I.** *Chislennoe modelirovanie vikhrevoj intensifikatsii teploobmena v paketakh trub* [Numerical modelling of a vortex intensification of heat exchange in packages of pipes]. SPb.: Sudostroyeniye, 2005. 392 p. In Russ.
2. **Menter F.R., Langtry R.B., Likki S.R., Suzen Y.B., Huang P.G., Volker S.** *A Correlation Based Transition Model Using Local Variables Part 1 – Model Formulation*. ASME-GT2004-53452, 2004. pp. 413–422.
3. **Isaev S.A., Baranov P.A., Zhukova Yu.V., Usachov A.E., Kharchenko V.B.** Correction of the shear-stress-transfer model with account of the curvature of streamlines in calculating separated flows of incompressible viscous fluid. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2014, vol. 87, no. 4, pp. 1002–1015.
4. **Isaev S.A., Baranov P.A., Usachov A.E.** *Mnogoblochnye vychislitel'nye tekhnologii v pakete VP2/3 po aehrotermodynamike* [Multiblock computational technologies in the vp213 package on aerothermodynamics]. *LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH*, 2013, p. 316. In Russ.
5. **Isaev S.A., Baranov P.A., Usachov A.E., Malyshkin D.A.** Numerical investigation of the ventilation processes in a closed space in the presence of people and heat sources. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2015, vol. 88, no. 5, pp. 1191–1196.