

ПАРАЛЛЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА В КРУПНОГАБАРИТНОМ НАГНЕТАТЕЛЕ

В.Я. Модорский, А.Ф. Шмаков, Л.Н. Бутымова, Д.Ф. Гайнутдинова, Е.В. Мехоношина, С.Л. Калюлин

Пермский национальный исследовательский политехнический университет

В энергетике для охлаждения рабочего тела широко применяются градирни. В Российской Федерации насчитывается несколько тысяч градирен различных типоразмеров. Одним из основных элементов градирни является вентилятор.

Большой номенклатуре градирен соответствует большое число вентиляторов с определенными размерами, производительностью и энергопотреблением. В данной работе, в рамках численного 3D – моделирования для заданных производительности (10 млн. м³/ч) и энергопотребления (450 кВт), проектируется нагнетатель диаметром 20,1 м.

Рассчитана аэродинамика нескольких десятков вариантов конструкции. В соответствии с установленными требованиями из рассмотренных вариантов выбрана конструкция нагнетателя.

Была сформулирована следующая физическая модель:

- исследовалось течение во внутренней области конструкции;
- исследуемая конструкция вентилятора вписана во внешний объем, который формирует внешние границы потока;
- не учитывается прилипание частиц к стенке;
- стенки являются адиабатическими.

На рисунке 1 представлена модель расчетной области, а на рисунке 2 конечно-элементная модель.

Были приняты следующие граничные условия:

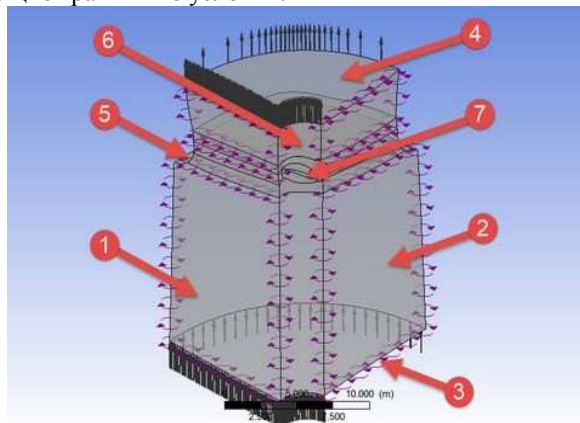
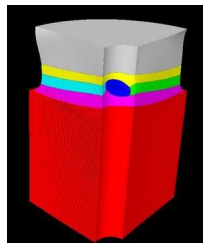


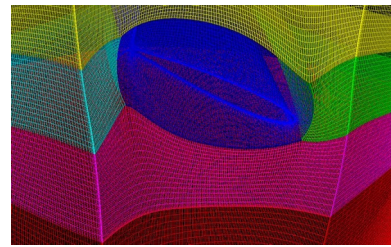
Рис. 1. Граничные условия. 1, 2 — граничные условия периодичности расчетной области; 3 — граничные условия входа воздуха; 4 — граничные условия выхода воздуха; 5 — внутренняя стенка канала градирни; 6 — центральный канал градирни; 7 — внешняя стенка лопасти градирни.

Исходные данные:

- в качестве рабочего тела используется идеальный газ.
- задано вращение расчетной области - 60 об/мин.
- на стенках расчетной зоны заданы условия периодичности для имитации расчета четырех лопастей.
- на входе 3 заданы условия «Входа». Давление на входе 101325 Па, температура газа 15 ° С.
- на входе 4 заданы условия «Выхода». Давление на выходе 101325 Па.
- граница 5 используется для имитации внутренней стенки канала градирни. Заданы условия «Стенки». На стенке заданы условия вращения. Без прилипания.
- граница 6 используется для имитации центральной опорной площадки вентилятора для крепления лопастей.
- граница 7 используется для имитации наружной поверхности лопасти нагнетателя. Заданы условия «Стенки», без прилипания, гладкая стенка.



а



б

Рис. 2. Конечно-элементная модель:

С учетом принятых допущений сформулирована следующая расчетная модель:

- конструкция полагается трехмерной, (x, y, z) ;
- рабочее тело представляет собой несжимаемую жидкость;
- стенки конструкции не поглощают и не выделяют тепло:

Математическое описание газодинамического процесса в указанной постановке включает в себя следующие соотношения [1–5]:

Уравнение сохранения массы газа

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_z) + \nabla(\rho_z V_z) = \sum_j \left(m_{u_j} - m_{u_{\text{вых}}} \right) \frac{N_{u_j}}{\Omega}, \left[\frac{\kappa \varepsilon}{M^3 \cdot c} \right] \quad (1)$$

Уравнение сохранения импульса газа

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_z) + \nabla(\rho_z V_z \times V_z) = -\nabla P + \nabla \tau_z + \rho_z g + \sum_j \frac{\pi \cdot r_u^2}{2} C_D \rho_z |V_z - V_{u_j}| (V_z - V_{u_j}) \frac{N_{u_j}}{\Omega}, \left[\frac{\kappa \varepsilon}{M^2 \cdot c^2} \right] \quad (2)$$

Уравнение сохранения энергии газа

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_z H_z) + \nabla(\rho_z V_z H_z) = \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \left(\left(\frac{\lambda}{C_{P_z}} + \mu_T \right) \nabla H_z \right) + \sum_j \left(m_{u_j} h_{u_j} - m_{u_{\text{вых}}} h_{u_{\text{вых}}} \right) \frac{N_{u_j}}{\Omega}, \left[\frac{\kappa \varepsilon}{M \cdot c^3} \right] \quad (3)$$

Уравнение турбулентной энергии

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_z k) + \nabla(\rho_z V_z k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \mu_T G - \rho_z \varepsilon \quad (4)$$

Уравнение скорости диссипации турбулентной энергии

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_z \varepsilon) + \nabla(\rho_z V_z \varepsilon) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_T G - C_2 f \rho_z \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

В таблицах 1 и 2 приводятся результаты вычислительных экспериментов в соответствии с номером расчетного варианта.

Таблица 1. Основные результаты вычислительного эксперимента по моделированию газодинамических процессов

№ расчетного варианта	$\alpha 1$, град (угол атаки на конце лопасти)	$\alpha 2$, град (угол атаки на конце лопасти)	Ширина лопасти, мм	Расход млн. м ³ /час	Мощность, кВт	Примечание
1	8	25	2250	17,2	586,7	Clark-Y, одно сечение по длине, С криволинейной закруткой
2	8	25	1900	10,9	226,6	Clark-Y, одно сечение по длине, С криволинейной закруткой
3	12	45	2100	11,7766	310,9	Clark-Y, одно сечение по длине, без закрутки уголок у комеля на 1/2 длины лопасти.
4	16	25	1900	9,35754	457	Clark-Y, одно сечение по длине, без закрутки уголок у комеля на 1/2 длины лопасти.

5	8	25	2250	11,2	257,1	Профиль: Clark-Y на обоих концах, одного сечения Равномерная крутка.
6	8	8	2000	8,81	189	Профиль: Clark-Y на обоих концах, одного сечения
7	12	12	2100	10,2	291,99	Профиль: Clark-Y на обоих концах, одного сечения
8	10	25	2000	10,3	216,42	Профиль: ЦАГИ-6-13% на обоих концах, одного сечения Равномерная крутка.
9	10	25	2000	11,98	316,74	Профиль: Clark-Y на обоих концах, одного сечения Равномерная крутка.

Таблица 2. Информационная карта результатов газодинамического расчета

№ расчетного варианта	Примечания
1	Давление и скорости распределены неравномерно. Наблюдаются вихри и обратные токи воздуха в центральной части диффузора. По расходу воздуха удовлетворяет требованиям, по энергопотреблению - не удовлетворяет требованиям.
2	Давление и скорости распределены неравномерно. Наблюдаются вихри и обратные токи воздуха в центральной части диффузора. По расходу воздуха удовлетворяет требованиям, по энергопотреблению - удовлетворяет требованиям.
3	У задней части лопаток давление повышенное. Скорости распределены равномерно. В центральной части есть вихри и обратные токи. По расходу воздуха удовлетворяет требованиям, по энергопотреблению - удовлетворяет требованиям.
4	Давление распределено равномерно. Вблизи стенок диффузора в плоскости лопастей наблюдается пониженное давление. Скорости распределены неравномерно. В центральной части градири возникают вихри. По расходу воздуха не удовлетворяет требованиям, по энергопотреблению - не удовлетворяет требованиям.
5	Давление распределено неравномерно. В плоскости лопастей вблизи стенок диффузора давление повышено. У передней части лопастей высокие скорости потока воздуха. В центральной части градири возникают вихри. По расходу воздуха удовлетворяет требованиям, по энергопотреблению - удовлетворяет требованиям.
6	Давление распределено неравномерно. Вблизи стенок диффузора в плоскости лопастей наблюдается пониженное давление. Скорости потока воздуха распределены неравномерно. По расходу воздуха не удовлетворяет требованиям, по энергопотреблению - удовлетворяет требованиям.
7	Давление распределено неравномерно. Вблизи стенок диффузора в плоскости лопастей наблюдается пониженное давление. Скорости потока воздуха распределены неравномерно. По расходу воздуха удовлетворяет требованиям, по энергопотреблению - удовлетворяет требованиям.
8	Давление распределено равномерно. Вблизи стенок диффузора в плоскости лопастей наблюдается пониженное давление. Скорости распределены неравномерно. В центральной части градири возникают вихри. По расходу воздуха удовлетворяет требованиям, по энергопотреблению - удовлетворяет требованиям.
9	Давление распределено равномерно. Вблизи стенок диффузора в плоскости лопастей наблюдается пониженное давление. Скорости распределены неравномерно. В центральной части градири возникают вихри. По расходу воздуха удовлетворяет требованиям, по энергопотреблению - удовлетворяет требованиям.

Предпочтительными являются 8 и 9 варианты.

При измельчении сетки до значений более 32 млн. ячеек результат практически не меняется. Использование грубой сетки (приблизительно 1,5 млн. ячеек) снижает затраты машинного времени приблизительно в 3 раза по сравнению с оптимальной сеткой (32 млн. ячеек), но дает занижение расхода примерно на 30 процентов и завышение энергопотребления в 1,5 раза. Поэтому грубая сетка не использовалась. Для сокращения времени счета использовалась 1/4 часть модели (сектор). Таким образом, для ускорения расчета использовалась модель с 8 млн. ячеек.

Оценка влияния угла атаки на конце лопасти показала, что увеличение угла на 4 градуса приводит к увеличению потребляемой мощности двигателя на 54,5% и расхода воздуха на 15,8%.

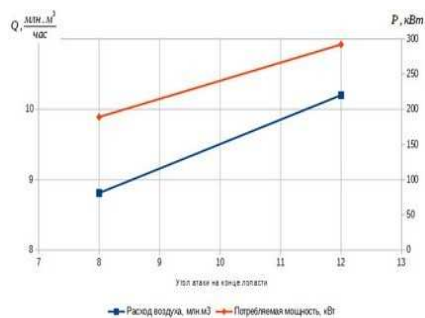


Рис. 3 Зависимость потребляемой мощности электродвигателя (P , кВт) и расхода воздуха (Q , млн.м³/час) от угла атаки на конце лопасти (α_1)

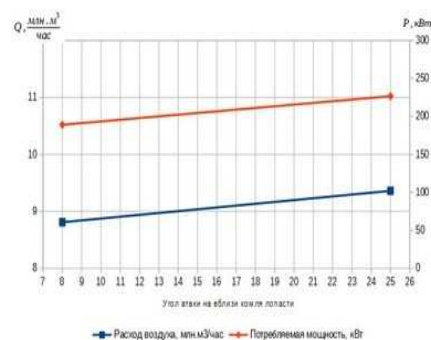


Рис. 4 Зависимость потребляемой мощности электродвигателя (P , кВт) и расхода воздуха (Q , млн.м³/час) от угла атаки на вблизи комля лопасти (α_2)

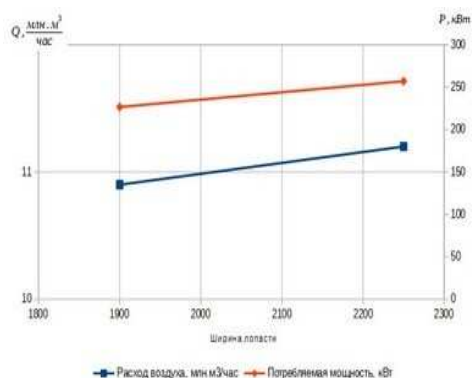


Рис. 5 Зависимость потребляемой мощности электродвигателя (P , кВт) и расхода воздуха (Q , млн.м³/час) от ширины лопасти (h)

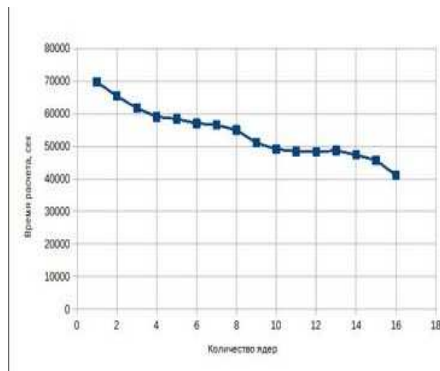


Рис. 6 Оценка скорости расчета в зависимости от количества ядер

Оценка влияния угла атаки вблизи комля лопасти показала, что увеличение угла на 17 градусов приводит к увеличению потребляемой мощности двигателя на 19,9% и расхода воздуха на 6,2%. Влияние α_2 на P и Q слабее, чем α_1 .

Оценка влияния ширины лопасти h показала, что увеличение ширины на 350 мм приводит к увеличению потребляемой мощности двигателя на 13,46% и расхода воздуха на 2,8%.

В расчетах использовались две модели газа. Первая модель - идеальный газ. Вторая модель - воздух при температуре 25 °С. Анализ влияния модели газа показал, что оно не превышает 1,5%.

Наличие зазора между лопастью и корпусом градирни приводит к снижению потребляемой мощности электродвигателя и расхода воздуха менее, чем на 1%.

Для ускорения расчетов был рассмотрен вариант конструкции градирни без конусной части конфузора. Однако, это приводит к снижению потребляемой мощности электродвигателя и расхода воздуха на 20% и не соответствует действительной конструкции. Поэтому, для уменьшения ошибки расчетов во всех дальнейших расчетах конусная часть конфузора градирни учитывалась в обязательном порядке.

Исключение из расчета застойной области вблизи оси вращения вентилятора, путем введения вертикальной цилиндрической поверхности, ограничивающей расчетную область вблизи оси вращения, дает ошибку в пределах 2 процентов.

Также производилась оценка скорости расчета в зависимости от используемых ядер, результаты которого представлены на рисунке 6. Оценка проводилась для количества ядер от 1 до 16. По графику видно, что с увеличением количества используемых ядер время расчета уменьшается. Наибольший прирост скорости происходит на количестве ядер кратным 2. Для дальнейших исследований необходимо увеличить количество ядер, для поиска оптимального количества для данной задачи.

В результате проделанной работы можно сделать следующие выводы:

- Аэродинамическая форма лопасти с профилем ЦАГИ-6-13%, $\alpha_1=100$, $\alpha_2=250$, $h=2000$ мм и равномерной круткой обеспечивает расход воздуха $Q=10.2$ млн.м³/час и энергопотребление $P=216.4$ кВт.
- Для получения корректных результатов необходимо проводить учет влияние на движения газа конической части конфузора, т. к. это приводит к изменению результатов на 20-30%.

- Наибольшее влияние на расход газа и производительность оказывает изменение угла атаки на конце лопасти. Поэтому, для изменения характеристик рекомендуем изменение этого параметра.
 - Требуется проверочные расчеты вентилятора на аэроупругость и обледенение
 - Для увеличения скорости расчета необходимо использовать 16 ядер (максимально допустимое для расчетного узла) и количество ядер должно быть кратно 2.
- Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект №14-19-00877).

ЛИТЕРАТУРА:

1. Градирни промышленных и энергетических предприятий: Справочное пособие/ Под общ. ред. В. С. Пономаренко. - М.: Энергоатомиздат: 1998. - 376 с.: ил.
2. John C. Hensley. Cooling Tower Fundamentals. Compiled from the knowledge and experience of the entire SPX Cooling Technologies staff. SPX Cooling Technologies, Inc. Overland Park, Kansas USA
3. Detlev G. Kröger. Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers. Tulsa, Oklahoma, PennWell Books, 2004
4. Справочник авиационных профилей