

---

---

**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,  
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ  
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

---

---

## **ВЛИЯНИЕ ОТВОДНЫХ СБОРНЫХ КАМЕР НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ВОЗДУШНОГО ВЕНТИЛЯТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА**

© 2025 г. В. Г. Грибин<sup>а</sup>, О. М. Митрохова<sup>а</sup>, П. М. Нестеров<sup>а, \*</sup>, С. Н. Митрохов<sup>а</sup>

<sup>а</sup>Национальный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,  
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

\*e-mail: NesterovPM@mpei.ru

Поступила в редакцию 07.02.2024 г.

После доработки 24.09.2024 г.

Принята к публикации 25.09.2024 г.

Приведены результаты расчетно-теоретических и экспериментальных исследований модели отводных сборных каналов типового центробежного вентилятора турбогенератора с воздушным охлаждением. Для проведения исследований создан экспериментальный стенд и разработана система измерений для определения потерь при различном строении каналов, выпускающих охлаждающий воздух. Выявлено, что исходный вариант конструкции отводной сборной камеры вентилятора турбогенератора имеет низкую аэродинамическую эффективность вследствие высоких внутренних потерь, которые снижают технико-экономические показатели турбогенератора. Одним из мало затратных способов повышения производительности вентилятора за счет снижения потерь является аэродинамическая оптимизация обводов сборной камеры. Анализ результатов расчетно-теоретических и экспериментальных исследований рассматриваемой типовой конструкции сборной камеры вентилятора показал, что основное влияние на уровень потерь и аэродинамическую эффективность оказывает система направляющих ребер, которые одновременно обеспечивают жесткость и надежность конструкции, а также формируют строение проточной части. Разработана и испытана проточная часть оптимизированной сборной камеры, не требующая изменений габаритных размеров корпуса вентилятора. Улучшение аэродинамических характеристик связано с изменением конструкции системы направляющих ребер за счет перепрофилирования каналов. Проведенная оптимизация конструкции сборной камеры вентилятора позволила повысить полезную мощность благодаря снижению аэродинамических потерь в системе воздушного охлаждения турбогенератора. Оптимизация конструкции, обеспечивающая плавное увеличение проходной площади со снижением положительных градиентов давления на диффузорных участках проточной части, привела к относительному росту КПД на 24% с одновременным уменьшением металлоемкости конструкции сборной камеры центробежного вентилятора турбогенератора с воздушным охлаждением.

*Ключевые слова:* воздушный вентилятор, охлаждение турбогенератора, сборная камера, диффузоры, экономичность воздушного вентилятора, направляющие ребра

**DOI:** 10.56304/S0040363624700632

Отводная сборная камера воздушного вентилятора турбогенератора представляет собой диффузорный участок в тракте подачи воздуха к воздухоохладителям. Снижение потерь на таких участках способствует повышению технико-экономических показателей энергетического оборудования, применяемого на электрических станциях [1].

Главное назначение сборных камер вентиляторов, таких как плоские диффузоры, спиральные камеры и сборные улитки, — сбор жидкости, покидающей рабочее колесо вентилятора, и подача ее с наименьшими потерями в напорную магистраль. В работе [2] приводятся современные подходы к проектированию системы вентиляции

турбогенераторов на основе расчетно-теоретических и экспериментальных исследований. Одним из направлений является совершенствование конструкции улитки и сборной камеры центробежного вентилятора для снижения потерь давления, что позволяет достигнуть существенного повышения эффективности.

В отводных сборных камерах должно происходить частичное преобразование кинетической энергии потока в потенциальную. По свидетельству исследователей работы вентиляторов, этот процесс сопровождается большими потерями [3, 4]. Таким образом, оптимизация конструкции отводных сборных камер может стать существенным резервом повышения экономичности экс-

плутации вентиляторов, особенно для современных турбогенераторов с воздушным охлаждением большой мощности [5]. Следует особо отметить, что при этом рост производительности вентилятора достигается только благодаря снижению внутренних потерь без увеличения потребляемой энергии.

Настоящая статья посвящена результатам расчетно-экспериментальных исследований конструкции сборной камеры типового центробежного вентилятора турбогенератора с воздушным охлаждением.

Учитывая сложность моделирования поля потока на выходе из рабочего колеса, обусловленную большой окружной и радиальной неравномерностью параметров потока, проводили совместные исследования режимов работы сборной камеры и вентилятора, оценку эффективности конструктивных мероприятий осуществляли по интегральным характеристикам вентилятора.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ И СХЕМА ИЗМЕРЕНИЙ ИССЛЕДУЕМОГО ВОЗДУШНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Экспериментальные исследования по оптимизации сборной камеры центробежного вентилятора проводили на модельной установке, общий вид которой показан на рис. 1. На сварной опорной раме размещены направляющий аппарат, вентилятор со сборной камерой и плоским соплом и электродвигатель. Корпус вентилятора выполнен с горизонтальным разъемом для облегчения сборки-разборки и установки измерительной аппаратуры. На ступице ротора вентилятора расположено рабочее колесо. Профиль ступицы образует криволинейный канал, по которому поток от направляющего аппарата поступает к рабочему колесу. Помимо самого вентилятора экспериментальная модель включает в себя силовой щит с пультом местного управления и преобразователь частоты, позволяющий изменять частоту вращения ротора вентилятора в диапазоне  $0-3600 \text{ мин}^{-1}$ .

На измерительной схеме (рис. 2) показано размещение зондов для измерения полного давления за рабочим колесом и на выходе из сборной камеры, статического давления по окружностям за рабочим колесом и в каналах сборной камеры. На рис. 3 приведена схема установки датчиков измерения статического давления по окружностям за рабочим колесом и в каналах сборной камеры.

В ходе экспериментальных исследований определяли давление потока после вентилятора, объемный расход, мощность, а также КПД установки.

Выходное сечение сборной камеры было разбито на  $n$  участков с равными площадями. В определенной точке каждого участка (точки 10–17 на

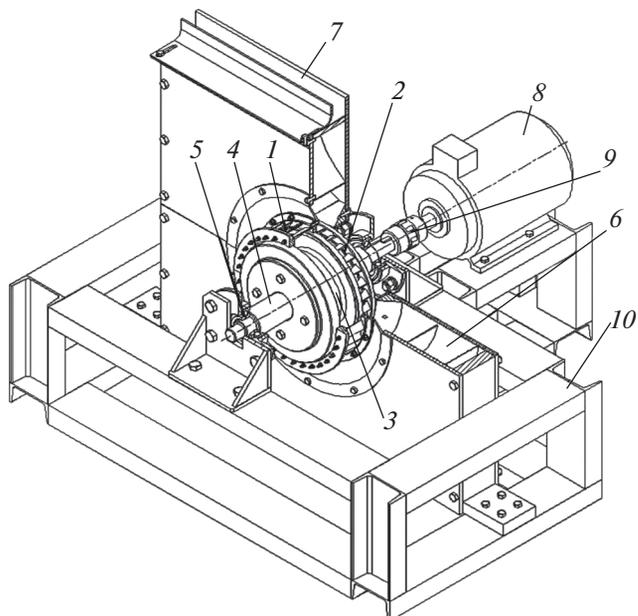


Рис. 1. Общий вид модельной установки воздушного центробежного вентилятора.

1 – направляющий аппарат; 2 – рабочее колесо; 3 – ступица ротора; 4 – ротор; 5 – подшипник качения; 6 – сборная камера; 7 – плоское сопло; 8 – электродвигатель; 9 – компенсационная муфта; 10 – опорная рама

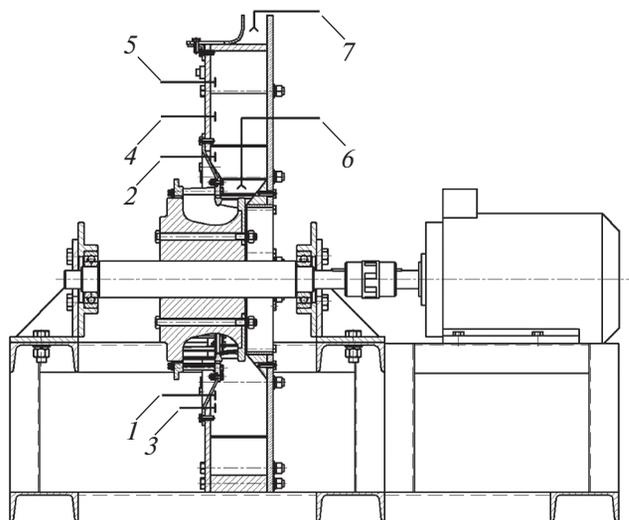


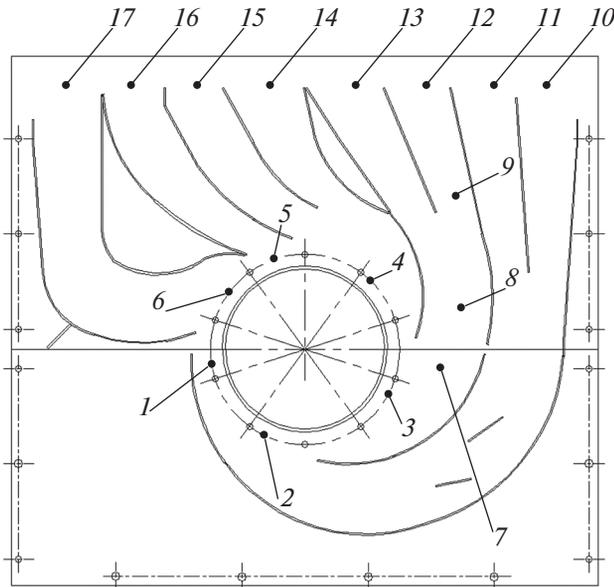
Рис. 2. Схема измерений давления в модельной установке воздушного центробежного вентилятора.

1, 2 – по окружностям за рабочим колесом; 3–5 – в каналах сборной камеры; 6 – за рабочим колесом; 7 – на выходе из сборной камеры

рис. 3) рассчитывали скорость потока по выражению, получаемому из уравнения Бернулли [6]:

$$c = \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0 - p)},$$

где  $c$  – скорость потока воздуха;  $\rho$  – плотность воздуха;  $p_0, p$  – полное и статическое давление.



**Рис. 3.** Схема установки датчиков измерения давления в модельной установке воздушного центробежного вентилятора.

1–6 – по окружности за рабочим колесом; 7–17 – в каналах сборной камеры

Среднерасходную скорость вычисляли по формуле

$$c_{cp} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{cp}},$$

где

$$\sqrt{\Delta p_{cp}} = \frac{1}{n} \sqrt{\Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n};$$

$\Delta p_{cp}$  – динамическое давление, соответствующее средней скорости;  $\Delta p_1 - \Delta p_n$  – разность между полным и статическим давлением для соответствующего участка выходного сечения сборной камеры.

Для расчета объемного расхода потока воздуха  $Q$  использовали выражение

$$Q = c_{cp} F,$$

где  $F$  – площадь сечения на выходе из сборной камеры.

Объемный расход изменяли с помощью дроселирования в плоском подвижном сопле.

Полное давление на выходе из рабочего колеса и угол выхода потока определяли с помощью зонда полного напора, совмещенного с угломером.

Мощность вентилятора  $N_b$  вычисляли по формуле

$$N_b = p Q,$$

где  $p$  – развиваемое давление.

Мощность электродвигателя  $N_d$  рассчитывали по выражению [7]:

$$N_d = IU \cos \varphi \eta_d \eta_{п.ч},$$

где  $I$  – сила тока;  $U$  – напряжение;  $\cos \varphi$  – коэффициент мощности;  $\eta_d, \eta_{п.ч}$  – КПД электродвигателя и преобразователя частоты.

Испытания модели проводили в области автомодельности ( $Re = 2 \times 10^6$ ) при частоте вращения ротора  $3000 \text{ мин}^{-1}$ , где влияние числа  $Re$  ничтожно мало [8]. Для визуализации течения воздуха в проточную часть вводили тонкие шерстяные нити.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ПОТОКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА СО СБОРНОЙ КАМЕРОЙ

Сборная камера является диффузорным элементом, повышение эффективности которого может существенно улучшить напорно-расходную характеристику вентилятора без увеличения его мощности. Для обеспечения наименьших потерь конструкция сборной камеры должна обеспечивать плавное снижение скорости и, соответственно, повышение статического давления от выхода из рабочего колеса до напорной магистрали.

Исследование потока центробежного вентилятора проводили в программном комплексе ANSYS, в интегрированной среде разработки Workbench выполняли построение расчетной сетки, а в модуле Fluent – математическое 3D-моделирование газодинамического течения.

Расчетные сетки объема проточных частей направляющего устройства, рабочего колеса и сборной камеры являются неструктурированными. Зоны основного потока формировались из тетраэдров. Вблизи поверхности лопаток и стенок строились призматические слои ячеек для отслеживания влияния пограничного слоя. Один из определяющих факторов качества расчетной сетки – безразмерная величина  $y^+$ , показывающая расстояние от первого узла сетки до стенки. При формировании призматических слоев ячеек поддерживали  $y^+ = 1$ . Общее количество элементов расчетной сетки составляет около 25 млн.

Принятая математическая модель для расчетных исследований потока центробежного вентилятора включает в себя уравнения неразрывности, сохранения энергии и количества движения. При выполнении моделирования использовали  $k-\omega$ -модель SST, которая сочетает в себе модели турбулентности  $k-\omega$  и  $k-\epsilon$ : во внутренней области пограничного слоя используется модель  $k-\omega$ , в главном движении потока – модель  $k-\epsilon$ .

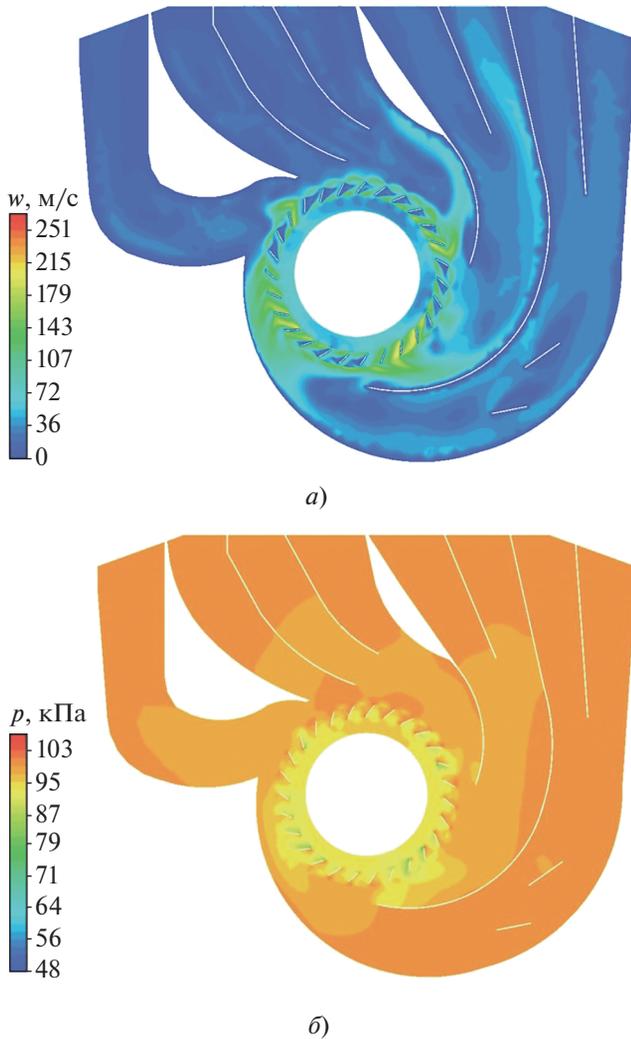


Рис. 4. Распределение скоростей  $w$  (а) и статических давлений  $p$  (б) в поперечном сечении корпуса воздушного центробежного вентилятора

Расчеты течения потока в исходном варианте сборной камеры выявили высокую окружающую неравномерность поля давлений и скоростей за рабочим колесом вентилятора. Это хорошо видно по приведенным на рис. 4 полям скоростей  $w$  и статических давлений  $p$  в поперечном сечении узла вентилятора. Они представляют особый интерес для оценки эффективности рабочего колеса и сборной камеры.

Как следует из приведенного поля скоростей, локальные скорости воздуха в межлопаточных каналах рабочего колеса достигают 170–200 м/с в зависимости от положения лопаточного канала относительно каналов сборной камеры. Наиболее нагруженными являются рабочие лопатки, проходящие левую и нижнюю зоны (см. рис. 4, а).

Весьма неравномерно распределяется поток воздуха и по всем довольно сложным каналам

сборной камеры. Стоит отметить наличие значительных отрывных зон за двумя направляющими пластинами, установленными в крайнем правом канале сборной камеры.

Наиболее равномерным поле скоростей было в крайнем правом канале, но минимальным оказался и расход через этот канал, так как при одинаковой выходной площади всех восьми каналов скорость потока на выходе из этого канала не превышала 10 м/с. В других каналах средние скорости были заметно выше, а локальные скорости достигали 47 м/с.

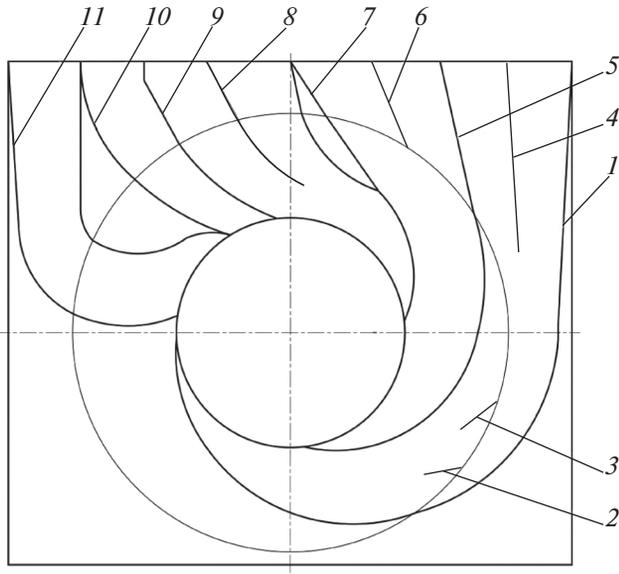
Проведенные расчетные исследования характера течения в тракте вентилятора выявили необходимость аэродинамического совершенствования области перехода потока от рабочего колеса к сборной камере и рациональной организации течения в ее каналах.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОДЕЛИ ВЕНТИЛЯТОРА И РАЗРАБОТКА НОВОЙ РЕБЕРНОЙ СИСТЕМЫ СБОРНОЙ КАМЕРЫ

Исследования узла вентилятора с исходной реберной системой сборной камеры (рис. 5) проводили в диапазоне частоты вращения рабочего колеса от 1800 до 3600 мин<sup>-1</sup>. Изменение расходов воздуха для каждой фиксированной частоты вращения осуществляли подвижным дроссельным соплом на выходе из сборной камеры. Результаты этих испытаний позволили с довольно большой степенью точности определить область оптимальных КПД, что обеспечило в дальнейшем значительное сокращение количества измерений.

На рис. 6 приведены зависимости относительного полного давления на выходе из узла воздушного центробежного вентилятора  $\overline{\Delta p_0} = \Delta p_{0i} / \Delta p_{0\max}^{\text{исх}}$  (здесь  $\Delta p_{0i}$ ,  $\Delta p_{0\max}^{\text{исх}}$  – полное давление на выходе из узла воздушного центробежного вентилятора  $i$ -го и исходного вариантов конструкции) и относительного КПД  $\overline{\eta} = \eta_i / \eta_{\max}^{\text{исх}}$  (здесь  $\eta_i$ ,  $\eta_{\max}^{\text{исх}}$  – КПД воздушного центробежного вентилятора  $i$ -го и исходного вариантов конструкции) от относительного объемного расхода  $\overline{Q} = Q_i / Q_{\max}^{\text{исх}}$  (здесь  $Q_i$ ,  $Q_{\max}^{\text{исх}}$  – объемный расход воздуха через узел воздушного центробежного вентилятора  $i$ -го и исходного вариантов конструкции).

Важной характеристикой эффективности сборной камеры является равномерность заполнения потоком ее объема и, главное, выходного сечения. Результаты траверсирования выходного сечения сборной камеры представлены на рис. 7 в виде зависимости относительного полного давле-

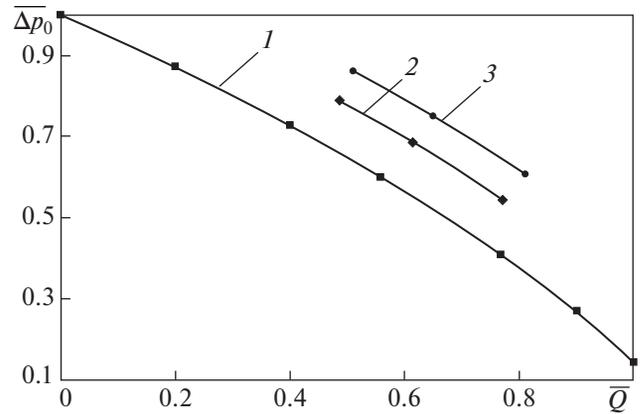


**Рис. 5.** Схема исходной реберной системы сборной камеры воздушного центробежного вентилятора. 1–11 – номер ребра в сборной камере

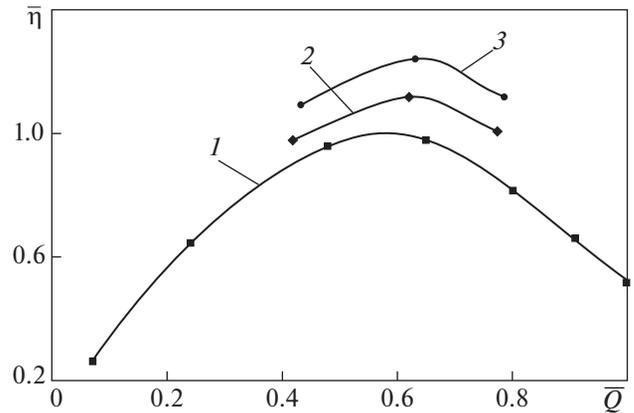
ния от относительной длины сборной камеры  $\bar{L} = L_i/L_{\max}$  (здесь  $L_i$  – длина сборной камеры от начала до  $i$ -го сечения;  $L_{\max}$  – полная длина сборной камеры). Большая неравномерность выходного поля давлений, выявленная в ходе испытаний, свидетельствует о неравноценных условиях протекания потока по отдельным каналам сборной камеры. Это может быть обусловлено и неблагоприятными условиями входа в отдельные каналы сборной камеры, и различными гидравлическими сопротивлениями каждого из них.

При проведении экспериментов постоянно осуществлялась визуализация выходного течения потока методом внесения в выходной участок сборной камеры тонких шерстяных нитей. Проведенные исследования свидетельствуют о сложном характере течения в сборной улитке и высокой неравномерности выходного поля скоростей.

Можно отметить, что испытания модели в целом подтвердили результаты, полученные в расчетных исследованиях, а следовательно, и необходимость оптимизации сборной камеры. Первоначально отработку конструкции сборной камеры проводили путем последовательного удаления отдельных ребер с целью оценить их влияние на характеристики вентилятора. Испытания показали, что удаление ребер 2–4, 6, 8 (см. рис. 5) привело к ощутимому повышению эффективности сборной камеры и значительно улучшило в ней структуру течения потока. Удаление этих ребер позволило повысить развиваемое давление на 9%, объемный расход на 4%, мощ-



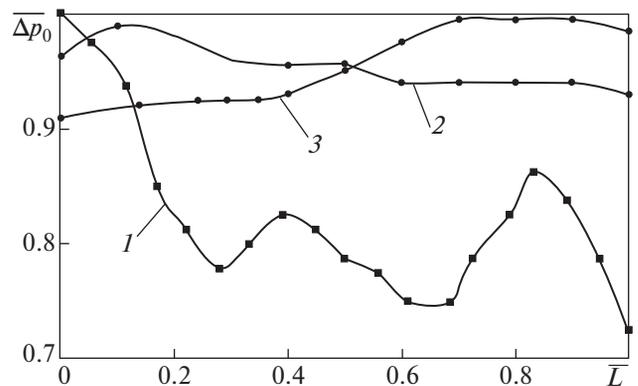
а)



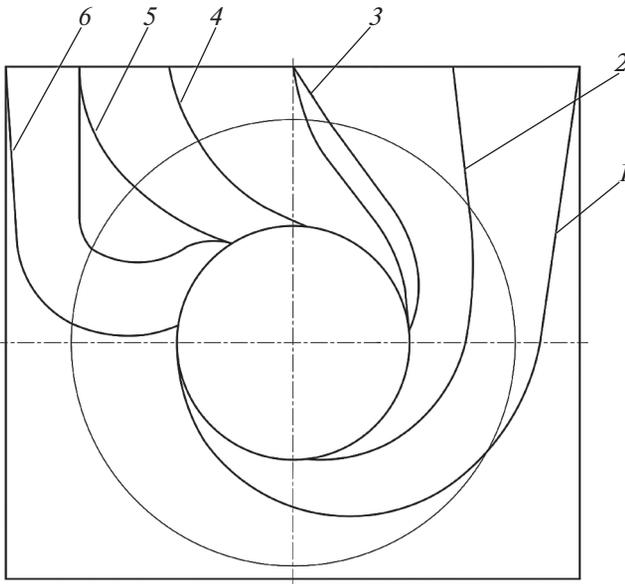
б)

**Рис. 6.** Зависимость относительного полного давления на выходе из узла воздушного центробежного вентилятора  $\bar{\Delta p}_0$  (а) и относительного КПД  $\bar{\eta}$  (б) от относительного объемного расхода  $\bar{Q}$ .

1 – исходный вариант конструкции; 2 – вариант конструкции с частично удаленными ребрами; 3 – вариант конструкции с новой реберной системой



**Рис. 7.** Распределение относительного полного давления вдоль выходного сечения сборной камеры воздушного центробежного вентилятора. Обозначения см. рис. 6



**Рис. 8.** Модернизированная схема реберной системы сборной камеры воздушного центробежного вентилятора.  
1–6 – номер ребра в сборной камере

ность и КПД вентилятора на 13% по сравнению с исходным вариантом.

Полученные экспериментальные данные и результаты вариантных расчетов со всей очевидностью показали необходимость создания сборной камеры, обеспечивающей равномерное заполнение потоком всех каналов ее реберной системы. Трудность такой оптимизации сборной камеры состоит в том, что удаление или перенос любого ребра приводит к изменению сопротивления не только сопряженных с ним каналов, но и всех остальных составляющих сборной камеры.

В результате проведенной оптимизации была разработана и испытана новая конструкция реберной системы сборной камеры, не требующая сложной переделки корпуса вентилятора (рис. 8). В этой камере ребра 1 и 2 расположены по отношению к рабочему колесу так, чтобы обеспечить плавный рост проходной площади, как это происходит в классических сборных камерах. Ребро 3 выполнено телесным по всей его длине, причем его правая сторона осталась на том же месте, что и в исходном варианте. Ребра 5 и 6 расположены, как в исходной конструкции камеры. Между ребрами 3 и 5 установлено новое ребро 4.

Новая конструкция сборной камеры позволила значительно улучшить характеристики исследуемого центробежного вентилятора. При этом развиваемое давление возросло на 13%, объемный расход – на 10%, а полезная мощность увели-

чилась на 24%. Неравномерность выходного поля давлений данного варианта не превышает 8%.

## ВЫВОДЫ

1. В ходе проведенных расчетных и экспериментальных исследований были выявлены большие резервы повышения производительности и экономичности центробежного вентилятора турбогенератора, которые можно реализовать путем улучшения аэродинамических характеристик сборной камеры. Для этого была проведена довольно простая и малозатратная оптимизация ее реберной системы.

2. Изменение существующей конструкции сборной камеры вентилятора позволило значительно улучшить его напорно-расходную характеристику, а полезную мощность и КПД повысить на 24%.

3. Отказ от сложной реберной системы и переход к более простым конструкциям с плавным ростом проходной площади сборной камеры является перспективным направлением улучшения характеристик узла вентилятора.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Грибин В.Г., Парамонов А.Н., Митрохова О.М. Влияние геометрических характеристик корпуса выхлопного патрубка конденсационной паровой турбины на экономичность выхлопа // Теплоэнергетика. 2018. № 6. С. 50–58. <https://doi.org/10.1134/S0040363618060073>
2. Карташова Т.Н., Прокофьев А.Ю., Филин А.Г. Современные подходы к разработке системы охлаждения турбогенераторов с воздушным охлаждением // Глобальная энергия. 2024. Т. 30. № 1. С. 38–54.
3. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры. М.: Высшая школа, 1972.
4. Невельсон М.И. Центробежные вентиляторы. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1954.
5. Ventilation cooling design for a Novel 350-MW air-cooled turbo generator / G. Zhou, L. Han, Z. Fan, H. Zhang, X. Dong // IEEE Access. 2018. V. 6. P. 62184–62192. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2018.2875757>
6. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы: учеб. для вузов. М.: Энергия, 1978.
7. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы и компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984.
8. Иванов О.П., Мамченко В.О. Аэродинамика и вентиляторы. Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1986.

## Influence of Discharge Collecting Chambers on the Efficiency of a Turbogenerator Air Ventilator

V. G. Gribin<sup>a</sup>, O. M. Mitrokhova<sup>a</sup>, P. M. Nesterov<sup>a, \*</sup>, and S. N. Mitrokhov<sup>a</sup>

<sup>a</sup> National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

\*e-mail: NesterovPM@mpei.ru

**Abstract**—This paper presents the results of computational-theoretical and experimental studies of a model of discharge collecting channels of a typical centrifugal fan in an air-cooled turbogenerator. An experimental test bench was created and a measurement system was developed to determine losses with different configurations of cooling air discharge channels. It was found that the original design of the turbogenerator fan's discharge collecting chamber has low aerodynamic efficiency due to high internal losses, which reduce the technical and economic performance of the turbogenerator. One cost-effective way to increase fan performance by reducing losses is through aerodynamic optimization of the collecting chamber contours. Analysis of computational-theoretical and experimental research results of the typical fan collecting chamber design showed that the system of guide ribs has the main influence on loss levels and aerodynamic efficiency, since these ribs simultaneously provide structural rigidity and reliability while forming the flow path geometry. An optimized flow path for the collecting chamber was developed and tested without requiring changes to the overall fan housing dimensions. The improvement in aerodynamic characteristics is associated with modifying the guide rib system design through flow channel reprofiling. The optimization of the fan collecting chamber design increased useful power output by reducing aerodynamic losses in the turbogenerator's air-cooling system. The design optimization, which ensures smooth increase in flow area with reduced positive pressure gradients in diffuser sections of the flow path, led to a relative efficiency increase of 24% while simultaneously reducing the metal consumption of the air-cooled turbogenerator centrifugal fan collecting chamber structure.

*Keywords:* air fan, turbogenerator cooling, collecting chamber, diffusers, air fan efficiency, guide ribs