= НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ =

УДК 621.438

РАДИАЛЬНАЯ ТРЕХСТУПЕНЧАТАЯ СИЛОВАЯ ТУРБИНА

© 2021 г. В. А. Гусаров^{1,*}, Д. Ю. Писарев¹, Е. В. Гусарова²

¹ Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Россия ² Российский университет транспорта, Москва, Россия *e-mail: cosinys50@mail.ru

> Поступила в редакцию 28.09.2020 г. После доработки 18.11.2020 г. Принята к публикации 18.12.2020 г.

В статье представлена новая конструкция свободной силовой турбины для мобильных транспортных средств промышленного назначения. Она представляет собой трехступенчатую радиальную турбину, размещенную непосредственно на валу генератора. Такая конструкция представляет единый узел генератора и свободной силовой турбины, что значительно повышает надежность установки, т.к. исключает дополнительные механические узлы передачи вращающего момента от турбины генератору. Представлен расчет приведенной частоты вращения ступеней турбины и ее мощности.

Ключевые слова: свободная трехступенчатая силовая турбина, генератор, рабочие лопатки, рабочее тело, вал генератора

DOI: 10.31857/S0235711921020061

Производство новых машин прямого преобразования одного вида энергии в другой, неразрывно связано с развитием газотурбинных установок. Современные двухвальные газотурбинные установки состоят из газотурбинного двигателя (ГТУ), создающего направленный газовый поток, путем сжигания газовоздушной смеси в камере сгорания, и свободной силовой турбины (ССТ), преобразующей кинетическую энергию этого потока во вращательное движение ротора [1, 2]. Разработанная свободная турбина предназначена для преобразования энергии газа, вырабатываемого газотурбинным двигателем, в мощность на приводном валу ротора [3, 4]. К ротору могут подключаться генераторы и различные механизмы. На рис. 1 показана блок-схема двухвальной газотурбинной установки с трехступенчатой радиальной центробежной свободной силовой турбиной и электрогенератором.

На рис. 1 представлена блок схема двухвальной газотурбинной установки, где: 1 – входное устройство; 2 – компрессор ГТД; 3 – камера сгорания; 4 – вал ГТД; 5 – турбина ГТД; 6 – газовая камера; 7 – направляющий аппарат ССТ; 8 – турбина ССТ; 9 – радиатор охлаждения вала ССТ; 10 – генератор; 11 – вал ССТ; 12 – подшипниковые опоры.

Свободные силовые турбины можно выполнить как осевыми, у которых направление движения рабочего тела практически совпадает с направлением оси турбины, так и радиальными, у которых направление движения рабочего тела совпадает с плоскостью вращения турбины. Движение рабочего тела в свободных силовых турбинах может иметь направление как от центра к периферии, такие турбины называются центробежными, так и от периферии к центру, такие называются центростремительными.



Рис. 1. Блок-схема двухвальной газотурбинной установки.

При высокой частоте вращения осевых турбин, действие центробежных сил на рабочие лопатки приводит к их растяжению, а радиальных — центробежные силы вызывают изгибающие напряжения. Кроме центробежных сил на рабочие лопатки радиальной центробежной турбины оказывают динамическое воздействие струи рабочего тела, эти две силы складываясь, способствует увеличению изгибающих напряжений на лопатках [5, 6]. Фактически рабочая лопатка радиальной центробежной турбины закреплена консольно на диске и имеет одну неподвижную точку опоры.

Для привода электрогенератора разработана свободная трехступенчатая, радиальная, турбина. Ротор турбины размещен на валу генератора [7]. Разработанная трехступенчатая турбина, в силу своих конструктивных особенностей имеет меньший вылет, относительно вылета аналогичных осевых турбин, от подшипниковой опоры до плоскости вращения и меньшую массу вращения.

На одном диске турбины можно закрепить насколько венцов лопаток, такие турбины называются многоступенчатыми радиальными турбинами.

У осевых свободных многоступенчатых турбин все рабочие колеса размещаются на валу поочередно, одно за другим, что предполагает больший вылет до подшипниковой опоры, что является отличием от разработанной многоступенчатой радиальной свободной турбины. На рис. 2 представлены кинематические схемы трехступенчатой осевой и разработанной трехступенчатой радиальной свободной турбины, где наглядно показан вылет вала *l* от подшипниковой опоры до конца вала.

На рис. 2 представлено два типа свободных силовых турбин: 1 - электрогенератор; 2 - вал свободной турбины; <math>3 - ближняя подшипниковая опора; 4 - рабочие колеса; 5 - направление движения рабочего тела. Надежность и долговечность работы узла зависит от длины вала <math>l, т.е. от подшипниковой опоры до конца вала, где размещена турбина. Чем меньше вылет и масса рабочих колес, тем меньше величина радиальных колебаний на конце вала. Разработанная конструкция многоступенчатой радиальной свободной турбины обеспечивает меньшую массу вращения, т.к. имеет одно рабочее колесо с несколькими венцами лопаток.

Изгибающий момент лопаток, определяется окружной скоростью, массой лопаток и динамическим воздействием струй рабочего тела [8].

На рис. 3 представлен макетный образец трехступенчатого рабочего колеса турбины.

Для снижения величины изгибающего момента лопаток рабочего колеса, по свободным концам лопаток устанавливается жестко закрепленное опорное кольцо, объединяющее все лопатки в венец [9, 10]. Это кольцо является второй неподвижной опорой рабочих лопаток, тем самым разгружая динамические напряжения в месте опоры



Рис. 2. Кинематические схемы: (а) – трехступенчатая осевая свободная турбина; (б) – трехступенчатая радиальная свободная турбина.



Рис. 3. Макетный образец трехступенчатого рабочего колеса турбины.

на диск турбины [11, 12]. На каждой ступени рабочих лопаток, находящихся на соответствующих диаметрах, закреплено опорное кольцо. В результате использования этих колец масса рабочего колеса увеличивается на 7.5%. Для повышения эффективности работы ступени, на опорных кольцах выполняются лабиринтные уплотнения, как на венцах турбины, так и на венцах направляющего аппарата [13, 14].

На рис. 4 представлены рабочее колесо и направляющий аппарат свободной турбины с опорными кольцами на каждом венце.

Турбина и направляющий аппарат установлен в газовой камере, куда из двигателя подается организованный газовый поток. Газовая камера жестко прикреплена к стартеру генератора, на ее передней стенке закреплен направляющий аппарат. Венцы лопаток турбины входят в промежутки между венцами направляющего аппарата. Если скорости и количество рабочего тела принять за постоянную величину, то частота вращения и величина крутящего момента свободной турбины регулируется следующим образом: при постоянном диаметре свободной турбины, изменяется длина рабочих лопаток корость истечения рабочего тела, проходящего через эти лопатки, частота, и крутящий момент вращения уменьшаются; при уменьшении длины лопаток, скорость истечения рабочего тела, частота и крутящий момент вращения уменьшаются; при уменьшении длины лопаток, скорость истечения рабочего тела и турбины в пределах величины, определяемых расчетом.

Свободная турбина выполняется единым модулем с электрогенератором, как отдельный узел и при необходимости ее можно заменить без замены газотурбинного двигателя. Свободная турбина состоит из следующих основных узлов: направляющего



Рис. 4. Рабочее колесо и направляющий аппарат свободной турбины с опорными кольцами.

аппарата; ротора турбины; газовой камеры; генератора. Подвод газа от ГТУ к ССТ осуществляется через переходное устройство, являющееся корпусной частью. Основными силовыми элементами свободной турбины являются вал и подшипниковые опоры. Вал ротора опирается на два шариковых подшипника (передний и задний), расположенных в крышках генератора. Осевые силы, действующие на ротор турбины, воспринимаются упорным шариковым подшипником, установленным в задней крышке генератора. Энергия рабочего тела на лопатках направляющего аппарата и рабочего колеса преобразуется в крутящий момент на валу ротора, на другом конце которого размещен ротор генератора.

Ресурс подшипников, определяется расчетной наработкой, которая установлена технической документацией на конкретные типы электродвигателей серии 4А. Расчетная наработка шариковых подшипников для асинхронных электродвигателей согласно ГОСТ 19523-81 должна быть не менее 14000 часов.

Газодинамический расчет свободной трехступенчатой турбины по среднему диаметру ступени. Свободная трехступенчатая турбина с направляющим аппаратом и направлением вращения, противоположным вращению ротора газотурбинного двигателя имеет исходные данные: 1) обороты турбокомпрессора $n_1 = 96000$ об/мин; 2) обороты выходного вала свободной турбины $n_{2B} = 4000$ об/мин; 3) расход топлива $G_T = 4.5$ г/с = 0.0045 кг/с; 4) расход воздуха через компрессор $G_B = 260$ г/с = 0.26 кг/с; 5) расход газа через сопловой аппарат $G_{\Gamma CA} = G_T + G_B = 0.2628$ кг/с; 6) угол атаки на первой ступени (рис. 5)

$$i_1 = \beta_{1k} - \beta_1 = 35^\circ - 18^\circ 30' = 16^\circ 30'.$$
⁽¹⁾

Окружная скорость на среднем диаметре для первой ступени в горячем состоянии

$$U_{1 \text{cp rop}} = \frac{\pi \times D \times n_2 \times \sqrt{k_2}}{60} = \frac{3.14 \times 0.25 \times 4000 \times 1.05}{60} = 54.95 \text{ m/c.}$$
(2)

Окружная скорость на среднем диаметре для второй ступени в горячем состоянии

$$U_{2 \text{cprop}} = \frac{\pi \times D \times n_2 \times \sqrt{k_2}}{60} = \frac{3.14 \times 0.28 \times 4000 \times 1.05}{60} = 61.54 \text{ m/c.}$$
(3)

Окружная скорость на среднем диаметре для третьей ступени в горячем состоянии

$$U_{3 \text{cprop}} = \frac{\pi \times D \times n_2 \times \sqrt{k_2}}{60} = \frac{3.14 \times 0.31 \times 4000 \times 1.05}{60} = 68.14 \text{ m/c.}$$
(4)



Рис. 5. Угол атаки на рабочие лопатки первой ступени 16°30' и угол выхода потока газа из рабочих лопаток первой ступени.

Действительная работа расширения газа в турбине

$$L_{T\Sigma} = \frac{C_{\rm pr}}{A} \times \Delta T_{T\Sigma}^* = 23.17 \times 208.24 = 4824.92 \,\frac{\rm K\Gamma M}{\rm K\Gamma}.$$
(5)

Мощность, развиваемая свободной турбиной

$$N_T = \frac{G_{\rm rcB} \times L_{T2}}{104.6} = \frac{0.251 \times 4824.92}{104.6} = 11.53 \text{ kBt.}$$
(6)

Экспериментальные исследования. Первоначально для преобразования мощности газового потока во вращение генератора была применена трехступенчатая осевая свободная турбина.

На рис. 6 представлена ГТЭ-10С с трехступенчатой осевой свободной турбиной. Диаметр рабочих колес составляет: 1 ступень – 265 мм; 2 ступень – 270 мм; 3 ступень – 275 мм. Масса ротора составляет 16.7 кг. Площадь выходного сопла двигателя составляет 1960 мм², площадь решетки соплового аппарата первой ступени составляет 2640 мм². В качестве генератора используется электродвигатель асинхронный АДМ100L2ЖУ2 мощностью 5.5 кВт и 3000 мин⁻¹, подключенный к нагрузке с конденсаторным контуром емкостью С = 300 мкФ и индуктивностью 2 µН между фазами. Передача вращения от свободной турбины к генератору производится ременной передачей с соотношением шкивов 1/3, что обеспечивает частоту вращения ротора генератора 4000 мин⁻¹.

На рис. 7 представлена электрическая схема генератора с системой возбуждения тока.

На рис. 8 представлена установленная на ГТЭ-10С трехступенчатая радиальная свободная турбина. Средние диаметры венцов ступеней рабочего колеса составляют: 1 ступени – 250 мм; 2 ступени – 280 мм; 3 ступени – 310 мм. Масса свободной турбины составляет 9.38 кг.

Одновременно была изменена конструкция ротора, в который установлена пара постоянных магнитов, снижающая уровень напряжения возбуждения генератора. Длина вала генератора составляет 132 мм, расчетная частота вращения ротора 4000 мин⁻¹, критическая частота вращения вала должна не превышать 130% номинальной.

Для сравнения технических характеристик разработанной трехступенчатой радиальной свободной турбины и осевой трехступенчатой турбины, были проведены исследования их работы на активную нагрузку. В качестве активной нагрузки использовались электрические лампы накаливания напряжением 220 В и мощностью по 0.5 кВт. В табл. 1 представлены экспериментальные параметры ГТЭ-10С с осевой и радиаль-



Рис. 6. Осевая свободная силовая турбина на ГТЭ-10С.



Рис. 7. Электрическая схема генератора с системой возбуждения.



Рис. 8. Радиальная свободная силовая турбина на ГТЭ-10С.

Модель			ГТЭ-10С с осевой турбиной		ГТЭ-10С с радиальной турбиной	
№ п/п	Рабочее давление в камере сгорания, кг/см ²	Расход топлива, кг/ч	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность, кВт
1	2.0	3.79	4035	6.34	4120	7.32
2	1.6	3.00	3220	5.02	3380	5.82
3	1.2	2.28	2410	3.77	2520	4.33
4	0.8	1.55	1620	1.11	1880	1.82

Таблица 1. Экспериментальные параметры ГТЭ-10С с осевой и радиальной турбиной

ной турбиной. Из анализа экспериментальных исследований по определению эффективности осевой и радиальной свободной турбины ГТЭ-10С установлено, что радиальная турбина, за счет меньшей массы вращения, при частоте вращения 4000 мин⁻¹ эффективнее осевой на 13%.

Таким образом, с учетом КПД генератора 65%, мощность трехступенчатой радиальной свободной турбины составляет 12 кВт, что отличается от расчетной мощности на 4%.

Металлоемкость разработанной турбины на 44% ниже осевой турбины, количество технологических операций при ее производстве значительно меньше, из чего можно предположить, что себестоимость производства этих турбин при их массовом производстве будет в 2–2.5 раза дешевле стандартных осевых.

Заключение. Разработанная трехступенчатая свободная силовая турбина новой конструкции размещается и жестко крепится на валу генератора. Эта конструкция представляет собой единый узел генератора и турбины, что значительно повышает надежность установки, заменяющая два отдельных узла: свободную силовую турбину, передающую крутящий момент, через соединительную муфту и генератор.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Финансирование проводится в соответствии с Программой развития Федерального государственного бюджетного научного учреждения "Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ" на 2017–2021 гг.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Avgustinovich V.G., Kuznetsova T.A., Nugumanov A.D. Development of neural systems for monitoring and controlling emission of gas transmission and power gas turbine units. Bulletin of the tomsk polytechnic university-geo assets engineering. 2019. P. 142.
- 2. *Kandiloros I., Vournas C.* Use of Air Chamber in Gas-Turbine Units for Frequency Control and Energy Storage in a System with High Wind Penetration. 5-th IEEE PES Innovative Smart Grid Technologies Conference Europe (ISGT Europe). Istanbul. Turkey. OCT 12-15, 2014.
- 3. Рудинский А.В., Александров В.Ю., Ягодников Д.А. Экспериментальное исследование электрофизических характеристик газовых потоков при стендовых испытаниях элементов проточного тракта ПВРД // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 4. С. 21.
- 4. Aleksandrov V.Yu., Zaikin S.V., Moseev D.S., Yakovchuk A.Y. High enthalpy flow generatorsfor hypersonic wind tunnel facilities // XXXI International Conference on Equations of State for Matter

(ELBRUS 2016) Book of Abstracts devoted to the 70th anniversary of birth of Aleksey Vladimirovich Bushman. 2016. P. 217.

- 5. Лепешкин А.Р., Бычков Н.Г. Исследование температуропроводности материалов деталей ГТД при воздействии центробежных ускорений и виброускорений // Сборник статей научно-технической конференции "Прочность конструкций летательных аппаратов". 2017. С. 283.
- 6. Ножницкий Ю.А., Бычков Н.Г., Хамидуллин А.Ш., Першин А.В., Авруцкий В.В. Метод определения адгезионной прочности отдельных слоев теплозащитных покрытий при рабочих температурах // Авиационная промышленность. 2017. № 1. С. 54.
- 7. Гусаров В.А., Юферев Л.Ю., Майоров В.А., Стребков Д.С., Сагинов Л.Д., Евдокимов В.М., Арбузов Ю.Д., Иродионов А.Е. и др. Методы оценки энергопотенциала возобновляемых источников по сельским регионам. Теоретические и конструкционные основы функционирования инновационных преобразователей энергии и возобновляемых источников различного типа с определением их основных параметров в составе автономных (локальных) энергосетей, различных способов биоэнергетической переработки органических отходов // Отчет о НИР. Федеральное агентство научных организаций. 2018.
- 8. Стечкин Б.С. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины / Б.С. Стечкин, П.К. Казанджан и др. // М.: Оборонгиз. 1956. С. 90.
- 9. Yarullin R.R., Shlyannikov V.N., Ishtyriakov I.S. Stress intensity factors for mixed-mode crack growth in imitation models under biaxial loading // Frattura ed integritastrutturale. 2020. № 53. P. 210.
- 10. *Ekici S*. Thermodynamic mapping of A321-200 in terms of performance parameters, sustainability indicators and thermo-ecological performance at various flight phases // Energy. 2020. V. 202. № 117692.
- 11. Rudenkyi S.G., Timofeeva E.V., Kunchenko A.V. Enhancement of the heat resistance of coatings for the blades of gas turbine engines // Materials science. 2020. V. 55. № 4. P. 569.
- 12. Nikolaidis Th., Wang H., Laskaridis P. Transient modelling and simulation of gas turbine secondary air system // Applied thermal engineering. 2020. V. 170. № 115038. P. 1.
- 13. *Petrov E.P.* Analytical Formulation of Friction Contact Elements for Frequency-Domain Analysis of Nonlinear Vibrations of Structures With High-Energy Rubs // J. of engineering for gas turbines and power-transactions of the ASME. 2019. V. 141 (12). № 121006.
- 14. Fischer T., Welzenbach S., Meier F. Modeling the rubbing contact in honeycomb seals // Continuum mechanics and thermodynamics. 2018. V. 30. № 2. C. 381.