УДК 621.515:629.12

**ПРИВОД РУЧНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШЛИФОВАЛЬНЫХ МАШИН
ДЛЯ СУДОСТРОЕНИЯ И СУДОРЕМОНТА
РАДИАЛЬНОЙ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНОЙ****¹Хрунков С.Н., ¹Кузнецов Ю.П., ¹Орлов Ю.Ф., ¹Ваганов А.Б.,****²Апполонов Е.М., ³Ионов Б.П., ⁴Бажан П.И.**¹ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет
им. Р.Е. Алексеева», Нижний Новгород, e-mail: ksf@nntu.ru;²АО «Центральное конструкторское бюро «Лазурит», Нижний Новгород, e-mail: cdb@cdb-lazurit.ru;³ПАО «Центральное конструкторское бюро «Айсберг», Санкт-Петербург, e-mail: main@iceberg.sp.ru;⁴Верхне-Волжский филиал ФАУ «Российский Речной Регистр», Нижний Новгород, e-mail: vvf@rivreg.ru

Рассмотрена задача применения турбинного привода в ручных пневматических шлифовальных машинах. Показаны основные недостатки применения осевого турбинного привода в ручных пневматических шлифовальных машинах. Предложено использование радиальной турбины для привода шлифовальных машин для судостроения и судоремонта. Приведено обоснование применения турбин с двумя ступенями скорости в шлифовальных машинах. Предложена принципиально новая конструктивная схема центробежно-центростремительной турбины с двумя ступенями скорости, описаны особенности технологии изготовления ее элементов. Обоснованы преимущества разработанной конструктивной схемы по сравнению с традиционно применяемыми осевыми двухступенчатыми турбинами. Описаны методы изготовления отдельных элементов турбинного привода и применяемые материалы. Показаны методы выбора геометрических параметров соплового аппарата радиальной двухступенчатой турбины для привода шлифовальных машин, используемых в судостроении и судоремонте. С целью совершенствования канала соплового аппарата были использованы современные методы численного моделирования и визуализации аэродинамических процессов, реализованные в программном комплексе ANSYS. Сравнительные эксперименты показали преимущества разработанной шлифовальной машины по сравнению с машиной одного из ведущих мировых производителей пневматического инструмента – фирмы Air Turbine Tools (США). Приведены планы продолжения работ.

Ключевые слова: центробежно-центростремительная турбина, сопловой аппарат, рабочее колесо, промежуточный направляющий аппарат, ручная пневматическая шлифовальная машина

**DRIVE HAND-HELD PNEUMATIC GRINDING MACHINE FOR SHIPBUILDING
AND SHIP REPAIR BY TWO-STAGE RADIAL TURBINE****¹Khrunkov S.N., ¹Kuznetsov Yu.P., ¹Orlov Yu.F., ¹Vaganov A.B.,****²Appolonov E.M., ³Ionov B.P., ⁴Bazhan P.I.**¹Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, e-mail: ksf@nntu.ru;²LAZURIT Central Design Bureau JSC, Nizhny Novgorod, e-mail: cdb@cdb-lazurit.ru;³PJSC «Central design Bureau «Iceberg», St. Petersburg, e-mail: main@iceberg.sp.ru;⁴Upper Volga branch of Russian River Register, Nizhny Novgorod, e-mail: vvf@rivreg.ru

The problem of the use of a turbine drive in the manual pneumatic grinders was considered. The main disadvantages of the axial turbine drive in manual pneumatic grinding machines are shown. It is proposed to use a radial turbine to drive grinding machines for shipbuilding and ship repair. The substantiation of the use of turbines with two velocity stages in grinders was provided. A fundamentally new design scheme of centrifugal centripetal turbine with two velocity stages was proposed, the features of the technology of manufacturing its components were described. The advantages of the developed constructive scheme compared to traditionally used two-stage axial turbines were substantiated. Methods of manufacturing of separate elements of the turbine drive and the applied materials are described. Methods of selection of geometrical parameters of the nozzle apparatus of the radial two-stage turbine for the drive of grinding machines used in shipbuilding and ship repair are shown. The modern methods of numerical simulation and visualization of aerodynamic processes implemented in ANSYS software complex were used in order to improve the nozzle unit channel. Comparative experiments have shown the advantages of the developed grinder compared with the machine of one of the world's leading manufacturers of pneumatic tools – Air Turbine Tools company (USA). Plans to continue the work are given.

Keywords: centrifugal centripetal turbine, nozzle unit, impeller, intermediate guide unit, manual pneumatic grinding machine

Ручные шлифовальные машины с пневматическим приводом широко применяются в различных отраслях техники: в машиностроении – при изготовлении пресс-форм и штампов, в судостроении и авиационной промышленности – для зачистки сварных швов корпусных де-

талей, в строительстве – при обработке металлоконструкций и так далее. В последнее время шлифовальные машины активно вводятся в состав автоматизированных обрабатывающих систем, в частности робототехнических комплексов [1]. Основными требованиями, предъявляемы-

ми к шлифовальным машинам, являются высокая удельная мощность, эргономичность, ремонтпригодность, большой моторесурс, а также низкая себестоимость изготовления. В течение многих десятилетий основным типом привода шлифовальных машин являлись ротационно-пластинчатые двигатели. Машины имели относительно низкую частоту вращения (до 25000 мин^{-1}), которая жестко лимитировалась прочностью шлифовальных кругов.

Внедрение в производство высокооборотных шлифовальных кругов из эльбора и электрокорунда с допустимыми окружными скоростями порядка $45...60 \text{ м/с}$ позволило существенно повысить производительность процесса шлифования и качество обработанных поверхностей [2]. В результате этого возникла потребность в создании высокооборотных шлифовальных машин с пневматическим приводом принципиально нового типа, без ротационно-пластинчатых двигателей [3].

Одним из наиболее перспективных типов привода высокооборотных шлифовальных машин является турбинный привод [4]. Он легкий, компактен, технологичен и энергетически эффективен; его мощность может варьироваться от десятков ватт до нескольких киловатт. При этом лопатки турбины не имеют контакта со статором во время работы турбопривода, что обеспечивает малую вибрацию шлифовальной машины и большой ресурс работы привода. Эксплуатационные требования накладывают на шлифовальные машины жесткие габаритные ограничения, при которых наружный диаметр рабочего колеса (РК) ступени турбопривода не должен превышать $50\text{--}60 \text{ мм}$. Для турбин, работающих от систем сжатого воздуха (давление $0,63 \text{ МПа}$), условная скорость истечения газа из сопел C_ϕ , рассчитываемая по располагаемому теплоперепаду, составляет 480 м/с . При этих условиях параметр U/C_ϕ , определяющий эффективность работы турбинной ступени, находится в диапазоне $0,1 \leq U/C_\phi \leq 0,25$, где U – окружная скорость лопаток РК. Наиболее эффективными в указанном диапазоне U/C_ϕ являются турбины с двумя ступенями скорости [5].

До настоящего времени в приводах шлифовальных машин применялись только осевые турбины со ступенями скорости [6] (рис. 1). Такие турбины имеют ряд существенных недостатков, снижающих аэродинамическую эффективность и технологичность машин. В частности, линии тока на выходе из соплового аппарата осевой турбины образуют поверхность однополостного гиперболоида вращения. В ре-

зультате взаимодействия с цилиндрической ограничивающей поверхностью над РК возникает сильный радиальный градиент давления, обуславливающий большие утечки газа в радиальный зазор над рабочими лопатками и относительно низкий КПД ступени. Кроме того, лопаточные венцы осевых ступеней не могут быть изготовлены путем литья в пресс-формах с осевым разъемом, и для их выполнения требуется трудоемкая процедура фрезерования на пятикоординатных станках с ЧПУ. При этом сборка турбинной ступени затруднена вследствие необходимости установки неподвижного промежуточного направляющего аппарата (ПНА) в зазоре между дисками РК, закрепленными на валу.

Рис. 1. Осевая турбина с двумя ступенями скорости

Целью исследования является разработка методов и научно-технических решений создания ручных пневматических шлифовальных машин с приводом радиальной двухступенчатой турбиной в диапазоне мощностей от 200 Вт до 1500 Вт , предназначенных для выполнения различных технологических операций (обработка сварных швов, скругление острых кромок судовых конструкций под покраску, обработка поверхностей деталей из высокотвердых сталей и других операций).

Материалы и методы исследования

Радиальные турбины свободны от недостатков, указанных для осевых турбин [7]. Так, движение потока газа в плоскости обеспечивает относительно высокую эффективность обтекания рабочих лопаток и небольшие утечки газа в зазор между рабочими лопатками и стенкой корпуса. Лопаточные венцы радиальных турбин технологичны, так как могут быть отфрезерованы с применением обычных трехкоординатных станков с ЧПУ либо копировально-оборудования. Турбинные колеса с радиальными лопаточными венцами также могут отливаться в пресс-формах с осевым разъемом; такая технология обеспечивает высокую рентабельность в условиях серийного производства. Однако до настоящего времени радиальные двухвенечные ступени традиционных аэродинамических схем не нашли практического применения из-за повышенных диаметральных габаритов ступени.

Рис. 2. Центробежно-центростремительная турбина с двумя ступенями скорости: 1 – корпус; 2 – центробежный сопловой аппарат; 3 – диск рабочего колеса; 4 – венец центробежных рабочих лопаток; 5 – венец центростремительных рабочих лопаток; 6, 7 – обоймы; 8 – кольцо промежуточного направляющего аппарата; 9 – направляющие лопатки

С целью решения задачи создания турбинного привода шлифовальной машины была разработана компактная центробежно-центростремительная турбина с двумя ступенями скорости, в которой венцы рабочих лопаток установлены на двух противоположных сторонах диска РК. Ступень (рис. 2) содержит закрепленный в корпусе 1 центробежный сопловой аппарат (СА) 2 и установленный на валу диск РК 3. На стороне диска, обращенной к СА, размещен венец центробежных рабочих лопаток 4. На обратной стороне диска РК размещен венец центростремительных рабочих лопаток 5. ПНА центробежно-центростремительной турбины закреплен в корпусе с помощью обойм 6 и 7 со стороны наружной цилиндрической поверхности диска РК и представляет собой кольцо 8 с размещенными на нем направляющими лопатками 9. Указанные лопатки образуют стенки межлопаточных каналов (МЛК) ПНА. Периферийная поверхность кольца 8 и внутренние поверхности обойм 6 и 7 имеют тороидальную форму и образуют соответственно внутренние и наружные стенки МЛК. Входные и выходные кромки направляющих лопаток выполнены с заданным эксцентриситетом в поперечном сечении турбины относительно оси вращения РК и размещены соответственно над центробежным и центростремительным венцом рабочих лопаток. МЛК, образованные направляющими лопатками 9, расположены во взаимно параллельных плоскостях.

Во время работы турбины поток газа ускоряется в СА 2 и проходит через венец центробежных рабочих лопаток 4. Далее поток, взаимодействуя с внутренними поверхностями обойм 6 и 7, разворачивается в МЛК на 180° и меняет направление своего движения в продольном сечении турбины с центробежного на центростремительное. Одновременно с этим поток, взаимодействуя с направляющими лопатками 9, приобретает заданный угол тангенциальной закрутки α в поперечном сечении турбины. Далее поток проходит через венец центростремительных рабочих лопаток 5 и покидает турбину. Кольцо 8 отделяет поток в ПНА от диска РК 3, устраняя потери, вызванные отрывами потока от боковых стенок МЛК, утечками потока из ПНА и трением потока о диск РК. Безударный вход потока в МЛК обеспечивается заданным эксцентриситетом входных кромок направляющих лопаток 9 в поперечном сечении турбины относительно оси вращения рабочего колеса. Расчетный угол входа по-

тока в центростремительный венец рабочих лопаток 5 обеспечивается заданным эксцентриситетом выходных кромок направляющих лопаток. Указанные факторы обеспечивают высокую аэродинамическую эффективность турбины. Для изготовления ПНА была разработана специальная технологическая операция, в рамках которой МЛК выполнялись путем фрезерования дисковой фрезой (рис. 3).

Рис. 3. Схема фрезерования МЛК дисковой фрезой: 1 – дисковая фреза; 2 – заготовка

При выполнении каждого МЛК фреза перемещалась в горизонтальной плоскости по заданной траектории; далее производился поворот заготовки и ее фиксация в новом угловом положении. Величина смещения плоскости фрезерования L относительно оси заготовки определяла величину углов α тангенциальной закрутки направляющих лопаток ПНА. Траектория движения фрезы в горизонтальной плоскости рассчитывалась из соображений обеспечения равенства площадей в различных поперечных сечениях МЛК.

Описанный метод фрезерования МЛК технологичен, он позволяет выполнять ПНА на трехкоординатных станках с ЧПУ либо на копировальном оборудовании. В условиях серийного производства ПНА, как и РК, могут выполняться методами литья в пресс-формах с осевым разъемом (рис. 4).

Выбор основных геометрических параметров канала СА, а именно угла раскрытия и геометрической степени расширения сверхзвуковой части сопла, осуществлялся на базе известных методик профилирования сопел [5, 6]. Расчеты проводились при условии перепада давлений на СА, равного $P_0 / P_{1cr} = 6,3$, кото-

рый соответствует условиям работы шлифовальных машин от цеховых систем сжатого воздуха. В процессе профилирования канала СА были проанализированы различные экспериментальные и расчетные данные, опубликованные в последнее время по результатам исследований осевых и радиальных турбин [8–10]. Для оптимизации канала СА были использованы современные методы физического моделирования аэродинамических процессов [11–13], а также визуализации течений на базе численных аэродинамических расчетов в программном комплексе ANSYS.

Рис. 4. Рабочее колесо и ПНА, изготовленные литьем в пресс-формах

Результаты исследования и их обсуждение

Центробежно-центростремительная турбина с двумя ступенями скорости была использована в качестве привода шлифовальной машины модели ИТ-1000-1, предназначенной для работы со шлифовальными кругами максимальным диаметром 28 мм (рис. 5). Машина надежна, компактна, эргономична, имеет относительно малую массу. Отдельно следует отметить, что одной из важнейших проблем при эксплуатации шлифовальных машин является повышенный уровень шума. В машине ИТ-1000-1 конструкция турбинного привода обеспечивает выход отработавшего воздуха вдоль вала в направлении инструмента. Соответственно, торможение потока на выходе из турбинного привода происходит на протяженном участке зазора между кор-

пусом и валом машины, что обеспечивает ее малую шумность. Благодаря этому шлифовальная машина не требует установки специальных устройств, поглощающих шум, как, например, в работе [14].

Рис. 5. Шлифовальная машина ИТ-1000-1

С целью проверки эффективности применяемых конструктивных решений были проведены сравнительные испытания шлифовальной машины модели ИТ-1000-1 и шлифовальной машины одного из ведущих мировых производителей пневматического инструмента – фирмы Air Turbine Tools (США). Для сравнения была выбрана машина модели 210SV, предназначенная для работы с аналогичными шлифовальными инструментами и имеющая близкую величину расхода воздуха через турбину. Шлифовальная машина модели ИТ-1000-1 имеет наружный диаметр РК $D = 56$ мм и расход воздуха $G = 1565$ л/мин; шлифовальная машина модели 210SV – наружный диаметр РК $D = 67,5$ мм и расход воздуха $G = 1510$ л/мин. Эксперимент проводился на установке [15] при давлении 0,63 МПа, соответствующем давлению цеховых систем сжатого воздуха. Сравнительные испытания по определению зависимостей эффективного КПД машин η_c от параметра U / C_Φ показали существенное преимущество разработанной машины в области $0,1 < U / C_\Phi < 0,2$. Так, при $U / C_\Phi = 0,2$ эффективный КПД машины ИТ-1000-1 превышает соответствующий параметр машины 210SV на 50 % (рис. 6).

Рис. 6. Сравнение характеристик машин ИТ-1000-1 и 210SV: 1 – ИТ-1000-1; 2 – Air Turbine Tools

Выводы

Проведенные испытания позволяют сделать вывод о хороших перспективах разработанной шлифовальной машины и ее высокой конкурентоспособности. В частности, благодаря высокому КПД шлифовальные машины могут успешно применяться совместно с трубопроводными системами относительно малого диаметра, что дополнительно расширяет возможности их практического применения.

На базе описанной конструкции планируется создать модельный ряд ручных шлифовальных машин с широким диапазоном изменения конструктивных и режимных параметров. Предполагаемый диапазон параметров шлифовальных машин: мощность 250...1200 Вт; максимальная частота вращения 20000...60000 мин⁻¹; диаметр обрабатываемого инструмента 6...50 мм.

Список литературы

1. Химич В.Л., Кузнецов Ю.П., Воеводин А.Г., Чуваков А.Б., Хрунков С.Н., Крайнов А.А. Высокооборотные пневмошпиндели с газостатическими подшипниками ротора // Современные технологии в кораблестроительном и авиационном образовании, науке и производстве: сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения Р.Е. Алексеева (Нижний Новгород, 23–24 ноября 2016). Нижний Новгород: НГТУ, 2016. С. 417–425.
2. Fershalov A., Fershalov Yu., Fershalov M., Tsigankova L. Constructive and regime factors influence on turbine wheel characteristics with large rotation flow angle of blades // Polyarnaya mehanika. 2016. № 3. P. 976–985.
3. Kuznetsov Y.P., Khimich V.L., Khrunkov S.N., Krainov A.A. Radial two-stage microturbine for pneumatic actuation // Russian Aeronautics. 2016. T. 59. № 2. P. 283–286.
4. Fershalov A.Y., Fershalov Y.Y., Fershalov M.Y., Sazonov T.V., Ibragimov D.I. Analysis and optimization of efficiency rotor wheels microturbines // Applied Mechanics and Materials. 2014. Vol. 635–637. P. 76–79.
5. Курзон А.Г. Теория судовых паровых и газовых турбин. Л.: Судостроение, 1979. 592 с.
6. Кирилов И.И., Кирилов А.И. Теория турбомашин. Ленинград: Машиностроение, 1974. 320 с.
7. Fershalov Y.Y., Fershalov A.Y., Fershalov M.Y. Microturbine with new design of nozzles // Energy. 2018. T. 157. P. 615–624.
8. Фершалов М.Ю., Фершалов А.Ю., Ибрагимов Д.И., Камаев Н.А. Влияние угла атаки на эффективность рабочих колес сверхзвуковых микротурбин // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2018. № 2 (35). С. 43–48.
9. Fershalov A.Yu., Fershalov M.Yu., Fershalov Yu.Ya., Sazonov T.V., Ibragimov D.I. Research data of turbine nozzles of 5-9 degree outlet angles // Applied Mechanics and Materials. 2015. Vol. 770. P. 547–550.
10. Fershalov M.Y., Fershalov Y.Y., Fershalov A.Y., Sazonov T.V., Ibragimov D.I. Microturbines degree of reactivity // Applied Mechanics and Materials. 2014. Vol. 635–637. P. 354–357. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.635-637.354.
11. Grigor'ey V.A., Kalabikhov D.S., Rad'ko V.M., 2015 Application of neural network approximation mete engine turbomachinery characteristics. Russian Aeronautics. 2015. T. 58. № 1. P. 48–53. DOI: 10.3103/S1068799815010080.
12. Фершалов А.Ю., Фершалов Ю.Я., Фершалов М.Ю. Эффективность малогабаритных турбинных ступеней с малыми углами выхода сопел // Морские интеллектуальные технологии. 2018. Т. 1. № 1 (39). С. 57–62.
13. Хрунков С.Н., Крайнов А.А. Экспериментальные исследования влияния степени парциальности центростремительной ступени на комплексную эффективность малоразмерного двухступенчатого пневматического турбинного привода // Транспортные системы. 2017. № 2 (5). С. 55–59.
14. Svetlana L., Mairita Z., Anita S. Noise levels of the most commonly used hand tools. 19th International Congress on Sound and Vibration 2012. ICSV. 2012. № 3. P. 1823–1827.
15. Кузнецов Ю.П., Чуваков А.Б. Экспериментальная установка для исследования малоразмерных турбинных ступеней // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2013. № 4. С. 58–64.