СУДОВОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

SHIP POWER EQUIPMENT

УДК 62-134
DOI: 1037890/jwt.vi85.662

Характеристики судовой активной турбинной ступени, приводящей вспомогательные механизмы рабочими колесами встречного вращения

В.Л. Конюков
Керченский государственный морской технологический университет, г. Керчь, Россия

Аннотация. В работе рассмотрены актуальные проблемы повышения эффективности турбинных приводов судовых вспомогательных механизмов. Замена ряда индивидуальных турбинных приводов судовых механизмов на парный привод, механически не связанными рабочими колесами встречного вращения позволит повысить эксплуатационную эффективность судна. В процессе исследований получены основные геометрические, режимные, мощностные и моментные параметры в зависимости от скоростной характеристики для активной турбинной ступени с рабочими колесами встречного вращения.
Установлено, что для исследованного диапазона скоростной характеристики изменение угла выхода из первой рабочей решетки не превышает 10 град., в то время как для второй рабочей решетки с повышением скоростной характеристики имело место резкое увеличение угла выхода. Выбор выходных углов потока из рабочих решеток проводился на основании высокой экономичности и соотношений мощностей рабочих колес, расширяющих мощностной ряд двух вспомогательных механизмов, приводимых одной турбинной ступенью. В процессе исследований установлено, что с уменьшением скоростной характеристики разность между мощностями рабочих колес снижается. Анализ моментных характеристик показал, что второе рабочее колесо обладает большей склонностью к саморегулированию, то есть к поддержанию частоты вращения при изменении нагрузки на ротор. Полученные мощностные и моментные эксплуатационные показатели могут служить основанием для подбора вспомогательных механизмов, приводимых рабочими колесами встречного вращения при проектировании морских судов и их энергетических установок.

Ключевые слова: турбинная ступень, соосные рабочие колеса встречного вращения, скоростная характеристика, мощность, коэффициент полезного действия, крутящий момент, углы потока.

Characteristics of the ship's active turbine stage that drives auxiliary mechanisms with counter-rotating impellers

Viacheslav L. Konyukov
Kerch State Maritime Technological University, Kerch, Russia

Abstract. The paper discusses the current problems of increasing the efficiency of turbine drives for ship auxiliary mechanisms. Replacing a number of individual turbines drives for ship mechanisms with a pair of drives that are mechanically unconnected by counter-rotating impellers will increase the operational efficiency of the vessel. The research process has yielded the main geometric, regime, power and torque parameters depending on the speed characteristic for an active turbine stage with counter-rotating impellers.
It was found that for the investigated range of the speed characteristic, the change in the exit angle from the first working grid does not exceed 10 degrees, while for the second working

grid, there was a sharp increase in the exit angle with an increase in the speed characteristic. The choice of the exit angles of the flow from the working grids was based on the high efficiency and power ratios of the impellers, which expanded the power range of the two auxiliary mechanisms driven by a single turbine stage. During the research, it was found that as the speed characteristic decreased, the difference between the powers of the impellers decreased. The analysis of the torque characteristics showed that the second impeller has a greater tendency to self-regulation, i.e., to maintain the rotational speed when the load on the rotor changes. The obtained power and torque performance indicators can serve as a basis for selecting auxiliary mechanisms driven by counter-rotating impellers when designing marine vessels and their power plants.

Keywords: turbine stage, coaxial counter-rotating impellers, speed characteristic, power, efficiency, torque, and flow angles.

Введение

Современные морские суда имеют большое количество вспомогательных механизмов, обслуживающих главную энергетическую установку и потребители общесудового назначения, обеспечивающие жизнедеятельность и безопасность судна [1]. На отдельных судах суммарная мощность вспомогательных и общесудовых механизмов может превышать 60% мощности главных двигателей. В связи с этим эксплуатационная эффективность вспомогательных механизмов оказывает существенное влияние на рентабельность судна. Практически каждый вспомогательный механизм имеет индивидуальный привод, в качестве которых широко применяются вспомогательные паровые турбины. Использование паровых турбин для привода грузовых насосов на танкерах соответствует требованиям пожарной безопасности. На ледоколах, оснащенных ядерными энергетическими установками, также для привода вспомогательных механизмов (питательных насосов, циркуляционных насосов забортной воды и др.) используют вспомогательные паровые турбины [2, 3]. Турбины относятся к высокооборотным двигателям, в то время как потребители механической энергии работают с меньшими оборотами. В связи с этим в качестве вспомогательных турбин часто используют ступени с двумя ступенями скорости [4]. Такие турбинные ступени позволяют получить повышенную экономичность при пониженной частоте вращения ротора.

На морских судах, практически каждый механизм вспомогательного и общесудового назначения, имеет индивидуальный привод. Исключение составляют вспомогательные механизмы, навешенные на главный двигатель.

В процессе проектирования и эксплуатации судовых вспомогательных механизмов возникают проблемы подбора привода вспомогательных машин, отличающихся потребляемой мощностью, частотой вращения и другими эксплуатационными показателями. Причем, соотношения этих характеристик для различных режимов эксплуатации могут изменяться. Привод двух вспомогательных механизмов одной паровой или газовой турбинной ступенью с двумя рабочими колесами встречного вращения позволит улучшить технико-экономические показатели судна. При этом уменьшатся капитальные затраты на судовое оборудование в связи с уменьшением количества вспомогательных турбин, систем подвода и отвода пара, систем автоматики и др. Особенно следует отметить повышение экономичности вспомогательных турбин с увеличением их мощности по причине повышения расхода рабочего тела [5]. Отсутствие механической связи между рабочими колесами расширяет перечень вспомогательных механизмов для такого привода. В качестве примера можно использовать одну паровую турбину на танкерах для привода двух грузовых насосов с целью параллельного откачивания двух сортов нефтепродуктов. На ледоколах одну вспомогательную паровую турбину можно использовать для привода питательного насоса паропроизводящего устройства и конденсатного насоса или питательного насоса и циркуляционного насоса забортной воды [2].

Об использовании турбомашин с рабочими колесами встречного вращения известно давно [6, 7, 8]. Они могут использоваться в вентиляторах, компрессорах, насосах и турбинах. Такие турбомашины позволяют увеличить мощность за счет повышения располагаемой работы и увеличить КПД при пониженных частотах вращения. Суммарные характеристики турбинных ступеней с двумя соосными рабочими колесами встречного вращения аналогичны турбине с двумя ступенями скорости (ступень Кертиса) [9, 10]. Существенными конструктивными отличиями таких турбинных ступеней от ступеней Кертиса является отсутствие направляющего аппарата второй ступени скорости и отсутствие механической связи между рабочими решетками. Исключение из проточной части второй ступени скорости направляющего аппарата приводит к вращению рабочих колес в противоположных направлениях.

Наиболее подробные исследования турбомашин с рабочими колесами встречного вращения представлены в работах [11, 12, 13, 14]. Следует отметить, что результаты исследований, представленные в литературе, посвящены, в основном, вентиляторам, компрессорам, насосам и гидротурбинам. Исследования характеристик паровых и газовых турбин со встречным вращением рабочих колес, с учетом сжимаемости рабочего тела в литературе отсутствуют. Наличие в турбинной ступени двух потоков отвода механической энергии, которые имеют только термодинамическую связь, усложняет исследование их внешних характеристик. В связи с этим задачи по определению проектных и эксплуатационных показателей турбин со встречным вращением рабочих колес, работающих на привод двух судовых механизмов, являются в настоящее время актуальными. Использование таких турбин позволит повысить эксплуатационную эффективность морских судов.

Цель работы. Оценка основных геометрических характеристик и анализ мощностных и моментных эксплуатационных показателей активной турбинной ступени с одинаковыми окружными скоростями встречно вращающихся рабочих колес.

Материалы и методы исследования. Объектом исследований является турбинная осевая ступень с двумя рабочими колесами встречного вращения (рис. 1). В состав такой ступени входят сопловой аппарат 1, и два последовательно соосно расположенных рабочих аппарата 2, 3, которые не имеют механической связи. Механическая энергия первого рабочего колеса отводится в сторону соплового аппарат 4, второго, соответственно, в противоположную сторону 5.

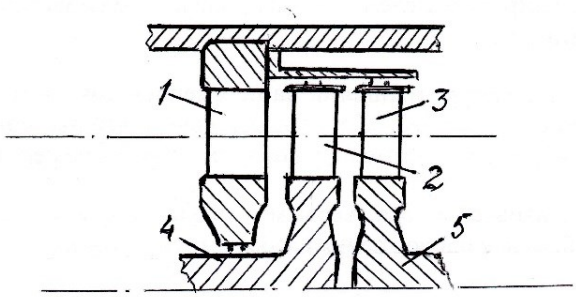

Рис. 1. Общий вид турбинной ступени

В общем случае располагаемая работа турбинной ступени L_0 распределяется между сопловым аппаратом и рабочими аппаратами

$$L_0 = L_{01} + L_{021} + L_{022} \quad (1)$$

где L_{01} – располагаемая работа соплового аппарата; L_{021} – располагаемая работа первого рабочего аппарата; L_{022} – располагаемая работа второго рабочего аппарата.

Если степень реактивности первой рабочей решетки обозначить ρ_1, а второй рабочей решетки, соответственно, ρ_2, располагаемые работы турбинных решеток можно представить

$$L_{01} = (1 - \rho_1 - \rho_2)L_0, L_{021} = \rho_1 L_0, L_{022} = \rho_2 L_0. \quad (2)$$

В активной турбинной ступени вся её располагаемая работа срабатывается в сопловом аппарате.

Окружная работа ступени L_u представляет сумму окружных работ первого рабочего колеса L_{u1} и второго рабочего колеса L_{u2}

$$L_u = L_{u1} + L_{u2}. \quad (3)$$

На данном этапе исследований, с целью упрощения предположим, что окружные скорости для средних диаметров входных и выходных сечений рабочих колес не изменяются $u_{11} = u_{12} = u_{21} = u_{22} = u$. Тогда окружная работа рабочих колес может быть представлена известными соотношениями [10]

$$L_{u1} = u(w_{11u} + w_{12u}) = u(w_{11}cos\beta_{11} + w_{12}cos\beta_{12}), \quad (4)$$

$$L_{u2} = u(w_{21u} + w_{22u}) = u(w_{21}cos\beta_{21} + w_{22}cos\beta_{22}), \quad (5)$$

вого рабочего колеса, векторы которых направленны под углами соответственно β_{11} и β_{12}; w_{21} , w_{22} – относительные скорости потока на входе и на выходе из первого рабочего колеса, векторы которых направленны под углами соответственно β_{21} и β_{22}. Вектора скоростей и углы потока по проточной части турбинной ступени приведены на рис. 2.

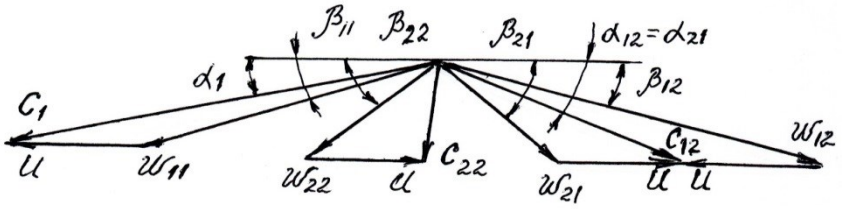

Рис. 2. Треугольники скоростей для встречного вращения рабочих колес

Следует отметить, что в выражениях (4) и (5) соотношения в скобках представляют алгебраические суммы, и они записаны с учетом, что проекции относительных скоростей на выходе из рабочих решеток направлены против вектора окружной скорости.

Для активной турбинной ступени ($\rho_1 = \rho_2 = 0$) отношения скоростей $\frac{w_{12}}{w_{11}} = \psi_1$, $\frac{w_{22}}{w_{21}} = \psi_2$ представляют коэффициенты скорости, соответственно, первой и второй рабочей решетки турбинных профилей. Таким образом, окружную работу рабочих колес можно представить

$$L_{u1} = uw_{11}cos\beta_{11}(1 + \psi_1 \frac{cos\beta_{12}}{cos\beta_{11}}), \quad (6)$$

$$L_{u2} = uw_{21}cos\beta_{21}(1 + \psi_2 \frac{cos\beta_{22}}{cos\beta_{21}}). \quad (7)$$

Из треугольников скоростей для характерных сечений турбинной ступени можно записать соотношения

$$w_{11}cos\beta_{11} = c_1cos\alpha_1 - u, \quad (8)$$

$$w_{21}cos\beta_{21} = \psi_1 \frac{cos\beta_{12}}{cos\beta_{11}}(c_1cos\alpha_1 - u) - 2u, \quad (9)$$

здесь c_1 – абсолютная скорость потока на выходе из соплового аппарата, вектор которого направлен под углом α_1 (рис.2).

На основании приведенных выше соотношений суммарную окружную работу активной турбинной ступени с двумя рабочими колесами встречного вращения при условии их одинаковой окружной скорости можно записать

$$L_u = u(c_1cos\alpha_1 - u)\left(1 + \psi_1 \frac{cos\beta_{12}}{cos\beta_{11}}\right) + \quad (10)$$

$$+u\left[\psi_1 \frac{cos\beta_{12}}{cos\beta_{11}}(c_1cos\alpha_1 - u) - 2u\right]\left(1 + \psi_2 \frac{cos\beta_{22}}{cos\beta_{21}}\right).$$

Окружной КПД турбины представляет отношение окружной работы к работе располагаемой. В активной турбинной ступени располагаемая работа соответствует изменению внешней кинетической энергии потока при изоэнтропийном процессе в сопловом аппарата. На основании этого можно записать

$$L_0 = \frac{c_1^2}{2\varphi^2}, \quad (11)$$

где φ – коэффициент скорости соплового аппарата.

После преобразований окружной КПД будет иметь вид

$$\eta_u = 2\varphi^2 \begin{bmatrix} \nu_1 cos\alpha_1 \left(1 + 2\psi_1 \frac{cos\beta_{12}}{cos\beta_{11}} + \psi_1\psi_2 \frac{cos\beta_{12}}{cos\beta_{11}} \frac{cos\beta_{22}}{cos\beta_{21}}\right) - \\ -\nu_1^2 (3 + 2\psi_1 \frac{cos\beta_{12}}{cos\beta_{11}} + \psi_1\psi_2 \frac{cos\beta_{12}}{cos\beta_{11}} \frac{cos\beta_{22}}{cos\beta_{21}} + 2\psi_2 \frac{cos\beta_{22}}{cos\beta_{21}}) \end{bmatrix}, \quad (12)$$

где $\nu_1 = \frac{u}{c_1}$ – скоростная характеристика турбинной ступени.

Согласно выражению (12) зависимость окружного КПД от скоростной характеристики имеет вид перевернутой параболы, следовательно, существует оптимальное значение скоростной характеристики ν_{1opt}, соответствующее максимальному окружному КПД. Для определения ν_{1opt} выражение (12) было исследовано на экстремум, приравняв первую производную по ν_1 нулю, т.е. $\frac{\partial \eta_u}{\partial \nu_1} = 0$.

После дифференцирования и преобразований получили

$$\nu_{1opt} = \frac{cos\alpha_1}{2} \frac{1}{1+A}, \quad (13)$$

где $A = \frac{2(1+\psi_2 \frac{cos\beta_{22}}{cos\beta_{21}})}{1+2\psi_1 \frac{cos\beta_{12}}{cos\beta_{11}} + \psi_1\psi_2 \frac{cos\beta_{12} cos\beta_{22}}{cos\beta_{11} cos\beta_{21}}}$.

Из выражения (13) следует, что с увеличением A оптимальное значение скоростной характеристики уменьшается, что соответствует снижению частоты вращения при фиксированной располагаемой работе турбинной ступени [15].

Максимальное значение окружного КПД было получено после подстановки выражения (13) в уравнение (12), таким образом, после преобразований получено

$$\eta_{umax} = \varphi^2 \frac{cos\alpha_1}{2} \frac{1}{1+A}\left[1 + 2\psi_1 \frac{cos\beta_{12}}{cos\beta_{11}} + \psi_1\psi_2 \frac{cos\beta_{12}}{cos\beta_{11}} \frac{cos\beta_{22}}{cos\beta_{21}}\right]. \quad (14)$$

Из выражения (14) следует, что максимальное значение КПД ступени зависит от углов выхода потока из соплового аппарата α_1 и рабочих решеток β_{12} и β_{22}, которые в процессе эксплуатации при изменении режима не изменяются.

Углы потока в проточной части турбины связаны с длинами соответствующих лопаток. Для снижения угла раскрытия проточной части в меридиональной плоскости турбинной ступени рекомендуют использовать следующее соотношение осевых составляющих скоростей потока [16]

$$\frac{c_{12a}}{c_{11a}} = 1 + 0{,}4\rho_1, \frac{c_{22a}}{c_{21a}} = 1 + 0{,}4\rho_2, \tag{15}$$

где ρ_1 – степень реактивности первой рабочей решетки; ρ_2 – степень реактивности второй рабочей решетки.

Для активной турбинной ступени с рабочими колесами встречного вращения $\rho_1 = \rho_2 = 0$, угол выхода потока из соответствующей рабочей решетки, с учетом (15), определялся по выражениям

$$\beta_{12} = \arcsin\left(\frac{c_1}{w_{12}} sin\alpha_1\right), \beta_{22} = arcsin\left(\frac{w_{12}}{w_{22}} sin\beta_{12}\right). \tag{16}$$

В этих уравнениях отношения скоростей связаны со скоростной характеристикой соотношениями

$$\frac{w_{12}}{c_1} = \psi_1\sqrt{1 + \nu_1^2 - 2\nu_1 cos\alpha_1}, \tag{17}$$

$$\frac{w_{22}}{c_1} = \psi_2\sqrt{\left(\frac{w_{12}}{c_1}\right)^2 + 4\nu_1^2 - 4\nu_1 \frac{w_{12}}{c_1} cos\beta_{12}}. \tag{18}$$

Следует отметить, что в выражениях (13) и (14) входные углы на рабочие решетки β_{11} и β_{21} соответствовали безударному обтеканию рабочих лопаток, поэтому срывные потери энергии, вызванные углами атаки не учитывались [17].

Важным эксплуатационным показателем турбин является крутящий момент, соотношение которого с частотой вращения ротора определяют склонность турбины к саморегулированию. Отсутствие механической связи между рабочими колесами соответствует наличию индивидуальной моментной характеристики для каждого рабочего колеса. Анализ моментных характеристик проводился относительно суммарного момента номинального режима. В этом случае относительные моменты первого и второго рабочих колес определялись по выражениям

$$\bar{M}_1 = \frac{(\cos\alpha_1 - \nu_{10})\left(1 + \psi_1\frac{cos\beta_{120}}{cos\beta_{110}}\right) + (\nu_{10} - \nu_1)}{(cos\alpha_1 - \nu_{10})\left(1 + \psi_1\frac{cos\beta_{120}}{cos\beta_{110}}\right) + \frac{w_{210}}{c_{10}} cos\beta_{210}(1 + \psi_2\frac{cos\beta_{220}}{cos\beta_{210}})}, \tag{19}$$

$$\bar{M}_2 = \frac{\frac{w_{210}}{c_{10}} cos\beta_{210}(1 + \psi_2\frac{cos\beta_{220}}{cos\beta_{210}}) + 2(\nu_{10} - \nu_1)}{(cos\alpha_1 - \nu_{10})\left(1 + \psi_1\frac{cos\beta_{120}}{cos\beta_{110}}\right) + \frac{w_{210}}{c_{10}} cos\beta_{210}(1 + \psi_2\frac{cos\beta_{220}}{cos\beta_{210}})}, \tag{20}$$

где параметры номинального режима дополнительно обозначены индексом «0».

Результаты исследования и их обсуждение

Согласно уравнению (12) окружной КПД турбинной ступени с двумя рабочими колесами встречного вращения зависит от скоростной характеристики ν_1 и углов потока при обтекании рабочих лопаток. В процессе эксплуатации углы выхода из соплового и рабочих аппаратов не изменяются. Для назначения оптимальных выходных углов рабочих решеток профилей β_{120} и β_{220}, удовлетворяющих

рекомендуемым условиям раскрытия проточной части в меридиональной плоскости (15) и связей со скоростной характеристикой (16), были выполнены расчетно-теоретические вариантные проработки турбинной ступени для различных ν_1. В процессе исследований были приняты параметры: угол выхода потока из соплового аппарата α_1=12 град., коэффициент скорости соплового аппарата φ=0,97, коэффициенты скоростей рабочих решеток $\psi_1 = \psi_2$=0,95. В процессе исследований обтекание рабочих лопаток принималось безударным.

Зависимости углов выхода β_{12} и β_{22} от скоростной характеристики в соответствие с уравнениями (16), (17), (18) представлены на рис.3. Из рисунка следует, что для исследованного диапазона скоростной характеристики угол выхода из первой рабочей решетки β_{12} изменялся не более чем на 10 град., в то время как угол выхода из второй рабочей решетки β_{22} при ν_1>0,1 резко увеличивался. Такой характер изменения β_{22} свидетельствует о снижении изогнутости профиля рабочей лопатки при увеличении ν_1 и, соответственно снижению мощности второй рабочей решетки.

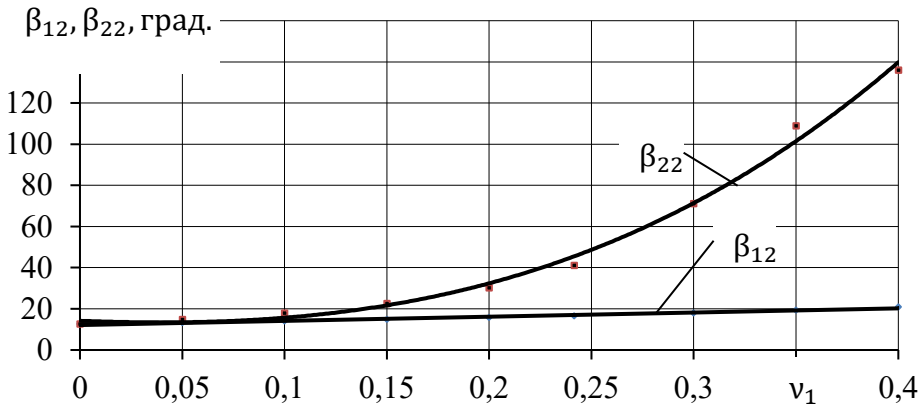

Рис. 3. Изменения выходных углов рабочих решеток

Для каждого значения ν_1 и соответствующих углов β_{12} и β_{22} по уравнению (15) вычислялся окружной КПД турбинной ступени и окружные КПД рабочих колес. Наибольшее значение окружного КПД турбинной ступени было получено для ν_1=0,3. При этом мощность первого рабочего колеса составила 85%, второго, соответственно, 15%.

С целью расширения мощностного ряда вспомогательных механизмов приводимых одной турбинной ступенью активного типа с двумя соосными рабочими колесами встречного вращения скоростная характеристика была занижена до значения ν_1=0,25. При этом, мощность первого рабочего колеса снизилась до 77%, а мощность второго рабочего колеса увеличилась до 23%. Углы выхода из рабочих решеток для принятого значения ν_1=0,25 составили β_{120}=17 град., β_{220}=42 град. Следует отметить, что понижение скоростной характеристики с ν_1=0,3 до ν_1=0,25 привело к уменьшению окружного КПД ступени на 2,5%. На рис.4 представлены зависимости окружного КПД турбинной ступени и рабочих колес от скоростной характеристики для назначенных углов выхода из рабочих решеток. Из рисунка следует, что с уменьшением скоростной характеристики доля мощности второго рабочего колеса увеличивается.

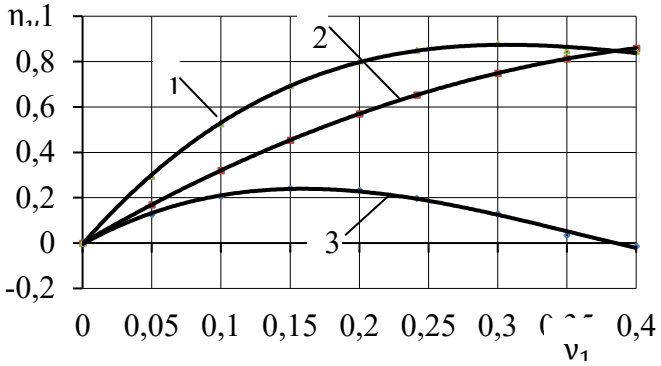

Рис. 4. Зависимости окружного КПД от скоростной характеристики:
1 – турбинной ступени; 2 – первого рабочего колеса; 3 – второго рабочего колеса

Относительные моментные характеристики рабочих колес для назначенных выходных углов приведены на рис. 5. Второе рабочее колесо имеет более интенсивное изменение момента с увеличением скоростной характеристики. Это свидетельствует о том, что второе рабочее колесо обладает большей склонностью к саморегулированию, то есть к поддержанию частоты вращения при изменении нагрузки на ротор.

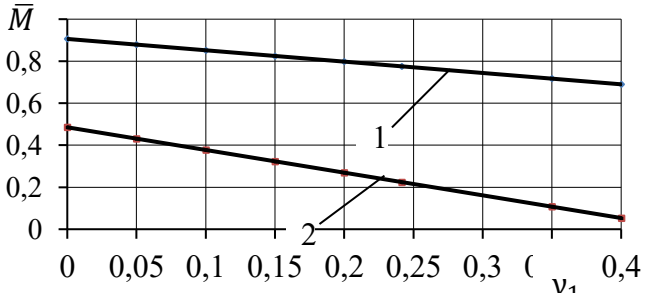

Рис. 5. Зависимости относительного момента от скоростной характеристики:
1 – первого рабочего колеса; 2 – второго рабочего колеса

Выводы

В работе получены зависимости основных геометрических и эксплуатационных характеристик активной турбинной ступени с двумя соосными колесами встречного вращения для одинаковых окружных скоростей. Использование таких турбинных ступеней для привода двух вспомогательных механизмов взамен индивидуальных их приводов позволит снизить массогабаритные показатели судового вспомогательного оборудования и обеспечить повышенную экономичность при низких значениях скоростной характеристики или при пониженных оборотах роторов. В то же время полученные мощностные и моментные эксплуатационные показатели могут служить основанием для подбора вспомогательных механизмов приводимых рабочими колесами встречного вращения на этапе проектирования или модернизации судового оборудования.

В процессе исследований выявлено, что изменение скоростной характеристики приводит к изменению соотношений между мощностями первого и второго рабочих колес. При этом с уменьшением скоростной характеристики относительная мощность второго рабочего колеса повышается, а относительная мощность первого рабочего колеса, соответственно, уменьшается.

Анализ моментных характеристик показал, что второе рабочее колесо обладает большей склонностью к саморегулированию, то есть к поддержанию частоты вращения при изменении нагрузки на ротор.

Работа представляет первый этап исследований турбинной ступени с рабочими колесами встречного вращения, предполагается продолжение исследований вариантов с различными оборотами роторов встречного вращения и различной степенью реактивности рабочих решеток.

Список литературы

1. Артемов Г.А., Волошин В.П., Захаров Ю.В., Шквар А.Я. Судовые энергетические установки. – Л.: Судостроение. 1987, 480 с.
2. Дядик А.Н., Сурин С.Н. Энергетика атомных судов. Судостроение. 2014, 477 с.
3. Дейнего Ю.Г. Эксплуатация судовых энергетических установок, механизмов и систем. – М.: Моркнига. 2012, 344 с.
4. Конюков В.Л., Ениватов В.В., Шаратов А.С. Судовые турбомашины: учебное пособие. Керчь, КГМТУ. 2021, 202 с. (http://lib.kgmtu.ru/?cat=361)
5. Курзон А.Г. Теория судовых паровых и газовых турбин. Л.: Судостроение, 1970. 592 с.
6. МихайловВ.В. Осевая проточная турбина. Патент RU230577202. Опубликовано 2007-01-01.
7. Исачкин А.Ф. Осевая и осерадиальная турбомашина с колесами встречного вращения. Патент RU 2002132845A. Опубликовано2004-08-20.
8. Леонов А.М., Палкин М.В., Иванина С.В., Крючков А.В., Исаев С.К. Радиальная биротативная активно-реактивная турбина (варианты). Патент RU 2742711C2. Опубликовано 2021-02-09.
9. Кириллов И.И. Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1972. 533 с.
10. Зайцев В.И., Грицай Л.Л., Моисеев А.А. Судовые паровые и газовые турбины. М.: Транспорт, 1981. 312 с.
11. Соколов Ю.Н. Об осевых машинах со встречным вращением рабочих колес. Изв. Томского ордена трудового красного знамени политехнического института им. С.М. Кирова. 1955. Том 80. С. 67-80.
12. Соколов Ю.Н. Расчет осевых турбомашин со встречным вращением рабочих колес. Изв. Томского ордена трудового красного знамени политехнического института им. С.М. Кирова. 1960. Том 109. С. 63-79.
13. Соколов Ю.Н. О коэффициенте полезного действия пары встречно-вращающихся осевых колес. Изв. Томского ордена трудового красного знамени политехнического института им. С.М. Кирова. 1962. Том 110. С. 54-61.
14. Подболотов С.В., Кольга А.Д. Математическое и экспериментальное моделирование режимов работы центробежной турбомашины с коаксиальным расположением рабочих колес. Изв. УГГУ, 2018, вып. 1(49) с.80-84. DOI: 1021440/2307-2091-2018-80-84.
15. Аэродинамика турбин и компрессоров. Под ред. У.Р. Хауторна. Перевод с англ. М.: Машиностроение, 1968. 742 с.
16. Локай В.И., Максутова М.К., СтрункинВ.Л. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: теория, конструкция и расчет. М.: Машиностроение, 1979. 511 с.
17. Конюков В.Л, Горбенко А.Н.. Характеристики рабочего колеса турбомашины с радиальными лопатками симметричного профиля в режиме компрессора. Научные проблемы водного транспорта /Russian Journal of Water Transport. Сер: судовое энергетическое оборудование. 2025. № 83, .-С. 86-94. DOI: 10.37890/jwt.vi83.593

References

1. Artemov G.A., Voloshin V.P., Zaxarov Yu.V., Shkvar A.Ya. Sudovy`e e`nergeticheskie ustanovki [Marine power plants]. – L.: Sudostroenie. 1987, 480 p.
2. Dyadik A.N., Surin S.N. E`nergetika atomny`x sudov [Nuclear power engineering]. Sudostroenie. 2014, 477 p.
3. Dejnego Yu.G. E`kspluataciya sudovy`x e`nergeticheskix ustanovok, mexanizmov i system [Operation of ship power plants, mechanisms, and systems.]. – M.: Morkniga. 2012, 344 p.

4. Konyukov V.L., Enivatov V.V., Sharatov A.S. Sudovy`e turbomashiny`: uchebnoe posobie [Marine turbomachines: a training manual]. Kerch`, KGMTU. 2021, 202 p. (http://lib.kgmtu.ru/?cat=361)
5. Kurzon A.G. Teoriya sudovyh parovyh i gazovyh turbin [Theory of marine steam and gas turbines]. - L.: Sudostroenie Publ., 1970. 592 p.
6. MixajlovV.V. Osevaya protochnaya turbine [Axial flow turbine]. Patent RU230577202. Opublikovano 2007-01-01.
7. Isachkin A.F. Osevaya i oseradial`naya turbomashina s kolesami vstrechnogo vrashheniya [Axial and axial-radial turbomachine with counter-rotating wheels.]. Patent RU 2002132845A. Opublikovano2004-08-20.
8. Leonov A.M., Palkin M.V., Ivanina S.V., Kryuchkov A.V., Isaev S.K. Radial`naya birotativnaya aktivno-reaktivnaya turbina (varianty`) [Radial birotational active-reactive turbine (variants)]. Patent RU 2742711S2. Opublikovano 2021-02-09.
9. Kirillov I.I. Teoriya turbomashin.[Theory of turbomachines]. - L.: Mashinostroenie Publ., 1972. 533 p.
10. Zajcev V.I., Gricaj L.L., Moiseev A.A. Sudovye parovye i gazovye turbiny [Marine steam and gas turbines]. M.: Transport Publ., 1981. 312 p.
11. Sokolov Yu.N. Ob osevy`x mashinax so vstrechny`m vrashheniem rabochix koles. [About axial machines with counter-rotating impellers] Izv. Tomskogo ordena trudovogo krasnogo znameni politexnicheskogo instituta im. S.M. Kirova. 1955. Tom 80. pp. 67-80.
12. Sokolov Yu.N. Raschet osevy`x turbomashin so vstrechny`m vrashheniem rabochix koles [Calculation of axial turbomachines with counter-rotating impellers]. Izv. Tomskogo ordena trudovogo krasnogo znameni politexnicheskogo instituta im. S.M. Kirova. 1960. Tom 109. P. 63-79.
13. Sokolov Yu.N. O koe`fficiente poleznogo dejstviya pary` vstrechno-vrashhayushhixsya osevy`x koles [About the efficiency of a pair of counter-rotating axial wheels]. Izv. Tomskogo ordena trudovogo krasnogo znameni politexnicheskogo instituta im. S.M. Kirova. 1962. Tom 110. P. 54-61.
14. Podbolotov S.V., Kol`ga A.D. Matematicheskoe i e`ksperimental`noe modelirovanie rezhimov raboty` centrobezhnoj turbomashiny` s koaksial`ny`m raspolozheniem rabochix koles [Математическое и экспериментальное моделирование режимов работы центробежной турбомашины с коаксиальным расположением рабочих колес]. Izv. UGGU, 2018, vy`p. 1(49) s.80-84. DOI: 1021440/2307-2091-2018-80-84.
15. Aerodinamika turbin i kompressorov [Aerodynamics of Turbines and Compressors]. Pod red. W.R. Hawthorne. Perevod s angl. - M.: Mashinostroenie Publ., 1968. 742 p.
16. Lokaj V.I., Maksutova M.K., StrunkinV.L. Gazovy`e turbiny` dvigatelej letatel`ny`x apparatov: teoriya, konstrukciya i raschet. [Gas turbines for aircraft engines: theory, design, and calculation] M.: Mashinostroenie, 1979. 511 p.
17. Konyukov V.L, Gorbenko A.N.. Xarakteristiki rabochego kolesa turbomashiny` s radial`ny`mi lopatkami simmetrichnogo profilya v rezhime kompressora. [Characteristics of a turbo machine impeller with radial blades of a symmetrical profile in compressor mode] Nauchny`e problemy` vodnogo transporta /Russian Journal of Water Transport. Ser: sudovoe e`nergeticheskoe oborudovanie. 2025. № 83, -pp. 86-94. DOI: 10.37890/jwt.vi83.593

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Конюков Вячеслав Леонтьевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок, Керченский государственный морской технологический университет, 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, e-mail: seykgmtu@mail.ru

Viacheslav L. Konyukov, Ph. D. (Eng.), associate professor, associate professor of the Department of ship power plants, Kerch State Maritime Technological University, Ordzhonikidze str., 82, Republic of Crimea, Kerch, 298309, Russian Federation, e-mail: seykgmtu@mail.ru

Статья поступила в редакцию 05.11.2025; принята к публикации 24.11.2025; опубликована онлайн 20.12.2025. Received 05.11.2025; published online 20.12.2025.