

Р.Н. ВОРОБЬЁВ

**БЕЗЛОПАТОЧНЫЕ ПАРОВЫЕ
ТУРБИНЫ ВОРОБЬЁВА
ДЛЯ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКИ
МАЛЫХ МОЩНОСТЕЙ**

ББК 31.2
УДК 62-9
В 75

В 75 Р.Н. Воробьев

«Безлопаточные паровые турбины Воробьева
для электроэнергетики малых мощностей»

М.: ООО «ИПЦ „Маска“», 2013 — 152 с.

ISBN 978-5-91146-912-2

ББК 31.2
УДК 62-9
В 75

ISBN 978-5-91146-912-2

©Воробьев Р.Н., 2013

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
-----------------------	---

РАЗДЕЛ 1

1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС

И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИНЫ ВОРОБЬЕВА ...	8
1.1. Принцип работы турбины	8
1.2. Теоретические основы рабочего процесса турбины	9
1.2.1. Определение скорости истечения пара из реактивных сопел первого ротора с учетом центробежных давлений в обоих роторах турбины	10
1.2.2. Определение скорости истечения пара из реактивных сопел второго ротора с учетом прочностных ограничений.....	11
1.2.3. Условия возникновения циркуляции потока пара в полости второго ротора и способы ее исключения..	13
1.3. Определение характеристик турбины.....	14
1.3.1. Мощность и КПД идеальной турбины на окружности роторов	14
1.3.2. Потери в турбине	19
1.3.3. Мощность и КПД реальной турбины на окружности роторов	26
1.3.4. Выходная мощность и относительный эффективный КПД турбины.....	28
1.3.5. Расчетные характеристики вариантов турбины при различных параметрах пара.....	30
1.4. Сравнение турбины с другими видами турбин.....	34
1.4.1. Сравнение с реактивной турбиной Лавалья.....	34
1.4.2. Сравнение с классической лопаточной турбиной.	36
1.4.3. Сравнение с гидропаровой турбиной.....	38

РАЗДЕЛ 2

2. КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ СПОСОБА РАБОТЫ ТУРБИНЫ ВОРОБЬЕВА

ТУРБИНЫ ВОРОБЬЕВА	42
2.1. Схема построения турбины с одним редуктором и двумя электрогенераторами.....	42

2.2. Особенности конструкции и параметры первого образца турбины	45
2.3. Испытательный стенд и аппаратура	49
2.3.1. Проведение испытаний	54
2.3.2. Обработка результатов	58
2.4. Статические испытания турбины	61
2.5. Испытания электрогенераторов и редуктора	69
2.6. Испытания турбины с электрогенераторами и подтверждение способа работы турбины	74
2.7. Оптимизация параметров турбины № 1 по расходу пара с имеющимися роторами	83
2.8. Оптимизация параметров турбины по минимуму аэропотерь	89

РАЗДЕЛ 3

3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БЕЗЛОПАТОЧНЫХ ТУРБИН ВОРОБЬЕВА В ЭНЕРГОУСТАНОВКАХ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

3.1. Автономная энергоустановка мощностью 8,4 кВт с паровым котлом на пелетах	95
3.2. Автономная солнечная энергоустановка мощностью 10,5 кВт для одновременного получения электроэнергии и опреснения морской воды	101
3.3. Техническое задание на разработку автономной энергоустановки мощностью 52 кВт с газовым паровым котлом для электротеплоснабжения строения	125

РАЗДЕЛ 4

4. ПЕРЕЧЕНЬ ПАТЕНТОВ НА ИЗОБРЕТЕНИЯ ПО БЕЗЛОПАТОЧНЫМ ТУРБИНАМ ВОРОБЬЕВА И ТУРБОГЕНЕРАТОРАМ НА ИХ ОСНОВЕ

Приложение № 1 «Характеристики генератора Г222»	146
--	------------

ВВЕДЕНИЕ

Изобретенные и запатентованные в 2003 году в России, а в дальнейшем в Евразийском патентном ведомстве, и в Украине безлопаточные паровые турбины Воробьева открывают новое направление в электроэнергетике малых мощностей $1 \div 100$ кВт, где лопаточные турбины при малых расходах пара и низкой парциальности теряют свою эффективность из-за высоких внутренних потерь на трение, вентиляцию и выколачивание пара из межлопаточных каналов рабочих колес, в связи с чем минимальная мощность производимых лопаточных турбин составляет $500 \div 1000$ кВт.

В безлопаточных паровых турбинах Воробьева при минимальных расходах пара и мощностях вообще нет потерь на вентиляцию и выколачивание пара из-за отсутствия лопаток, что обеспечивает максимальный относительный внутренний КПД турбин, особенно при работе на вакуум, а конструкция и технология изготовления турбин предельно упрощается, обеспечивая их минимальную стоимость по сравнению с лопаточными турбинами, в комплексе с бесконтактными электрогенераторами, способными работать в среде отработанного влажного пара турбин.

Что касается других известных безлопаточных паровых турбин, например, реактивной турбины Лавалья на основе Сегнерова колеса, запатентованной им еще в 1883 г. как «турбина, работающая паром и водой», то ее КПД на рабочей окружности в два раза ниже, чем у рассматриваемых турбин, из-за высоких потерь кинетической энергии пара на выходе из реактивных сопел, в то время как в турбинах Воробьева, имеющих два встречно вращающихся безлопаточных ротора, кинетическая энергия пара на выходе из реактивных сопел первого ротора, полезно используется во втором роторе.

Способность новых безлопаточных турбин эффективно и бесшумно работать при малых мощностях и температурах пара позволяет их широко использовать для привода электрогенераторов и автономного электроснабжения индивидуаль-

ных жилых домов, встраивая турбины в существующие системы бойлерного отопления и горячего водоснабжения, использующие в качестве источника тепловой энергии любые виды дешевого топлива – дрова, щепу, пеллеты, уголь, обеспечивая полную независимость от внешних электросетей, причем стоимость оборудования и топлива энергоустановок ниже стоимости подключения к электросетям и годовой платы за сетевую электроэнергию, а также ниже, чем при использовании бензиновых и дизельных энергоустановок.

Открываются и новые возможности получения электроэнергии от солнечных водонагревателей, число которых в мире исчисляется многими миллионами уже сегодня, за счет встраивания в них новых безлопаточных турбин с электрогенераторами, а также для получения дополнительной электроэнергии от систем водяного охлаждения фотоэлектрических солнечных батарей, значительно повышая общий КПД таких энергоустановок.

Появляется реальная возможность использования новых безлопаточных паровых турбин единичной мощностью $10 \div 100$ кВт для автономного электропитания насосов отопительных котельных тепловой мощностью $1000 \div 10000$ кВт без использования внешних электросетей, что полностью исключает замораживание систем водяного отопления при отключении электросетей в зимнее время и не требует наличия дизельных мотор-генераторов аварийного электропитания.

Представляется весьма перспективным использование новых безлопаточных паровых турбин в автономных энергоустановках с имеющимися паровыми котлами давлением $10 \div 14$ Бар с ограниченной тепловой мощностью $500 \div 1000$ кВт для одновременного получения электрической мощности $50 \div 100$ кВт и нагретой до 100°C воды для отопления, горячего водоснабжения и автономного электропитания группы индивидуальных домов в малых поселках без использования внешних электросетей, а создание специальных котлов с повышенным давлением и температурой пара позволит при той

же тепловой мощности значительно увеличить КПД и электрическую мощность энергоустановок.

Использование новых безлопаточных паровых турбин перспективно и для получения дополнительной электроэнергии от систем водяного охлаждения энергоустановок с тепловыми двигателями всех видов, значительно повышая их общий КПД, включая и микро-газовые турбины, которые интенсивно развиваются в последнее время. Возможно также применения новых турбин и в различных технологических установках для использования бросовой тепловой энергии.

Принцип работы, рабочий процесс и характеристики изобретенной турбины, сравнение с другими видами турбин, конструкция и экспериментальное подтверждение способа работы турбины, все это в максимально доступной степени приводится в настоящей книге, которая, как надеется автор, станет катализатором нового направления в электроэнергетике малых мощностей.

Автор приносит благодарность **А.М. Зелинскому** за участие в разработке патентов на изобретения по турбине и **И.Л. Гладышеву** за создание испытательного стенда и большой объем экспериментальных исследований по подтверждению способа работы турбины.

к.т.н. Р.Н. Воробьев

РАЗДЕЛ 1

1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

1.1. Принцип работы турбины Воробьева

Принципиальная схема турбины представлена на рис. 1.

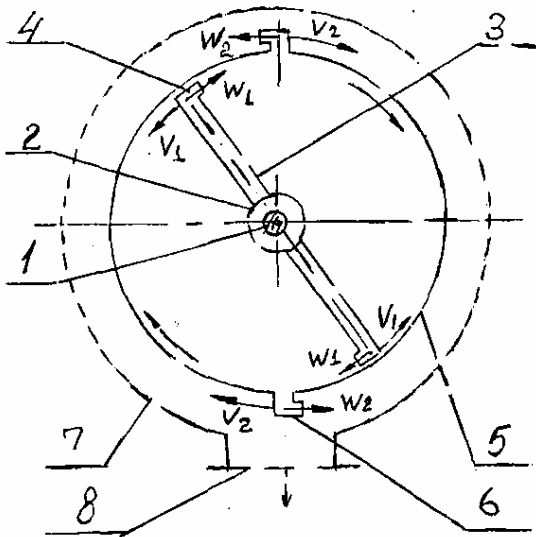


Рис. 1

Турбина состоит из двух роторов встречного вращения, каждый из которых установлен на собственном валу.

На валу 1 установлен первый ротор, выполненный наподобие Сегнерова колеса с осевым подводом пара 2 через лабиринтовое уплотнение, и аэродинамически обтекаемыми паропроводами 3, на концах которых установлены реактивные сопла 4.

Второй ротор выполнен в виде окружающего первый ротор барабана 5 с аэродинамически обтекаемыми реактивными соплами 6 на его обечайке, имеющими радиальные входы из

барабана под углом 90° . Оба ротора расположены в корпусе турбины 7 с выхлопным патрубком 8.

Турбина работает следующим образом. При подаче пара под давлением через осевой вход 2 первого ротора, он поступает в паропроводы 3 и реактивные сопла 4, в которых расширяется до скорости W_1 , создавая реактивные силы и вращая ротор с окружной скоростью V_1 , при этом остается избыточная абсолютная скорость пара $\Delta W_1 = W_1 - V_1$, которая в первом роторе не используется, что приводит к потерям энергии пара.

Второй ротор предназначен для полезного использования этой энергии, в барабане 5 которого поток пара из первого ротора закручивается, создавая центробежное давление внутри барабана, под действием которого он поступает в радиальные входы сопел 6, понижая свою скорость до окружной скорости барабана V_2 и отдавая ему импульс $\Delta W_1 - V_2$, а истекая из сопел 6 со скоростью W_2 , создает реактивные силы, усиливающие вращение ротора.

Таким образом обеспечивается максимальное использование энергии пара и повышается КПД на рабочей окружности турбины с передачей мощности на два отдельных выходных вала встречного вращения.

Наличие аэродинамически хорошо обтекаемых паропроводов первого ротора и сопел второго ротора обеспечивает минимальные диссипативные потери в турбине и максимальный относительный внутренний КПД при высоких окружных скоростях роторов.

1.2. Теоретические основы рабочего процесса турбины

В п. 1.1. был обрисован в общих чертах рабочий процесс турбины, который в действительности намного сложнее.

– во-первых, необходимо учитывать сжатие подаваемого в первый ротор пара центробежными силами в его вращающихся паропроводах и влияние сжатия на скорость истечения пара из сопел и затраты дополнительной энергии;

– во-вторых, необходимо учитывать противодействие, понижающее скорость истечения пара из сопел первого рото-

ра, вследствие центробежного давления, создающегося в барабане второго ротора, а также способствующее истечению пара из сопел второго ротора;

– в-третьих, необходимо учитывать возможность возникновения циркуляции потока пара внутри барабана второго ротора при определенных условиях, ее влияние на скорость истечения пара из сопел первого и второго роторов и способы исключения;

– в-четвертых, необходимо определить КПД и мощность турбины с учетом этих процессов.

1.2.1. Определение скорости истечения пара из реактивных сопел первого ротора с учетом центробежных давлений в обоих роторах турбины.

При значительных степенях расширения сухого насыщенного пара, когда степень его сухости становится меньше единицы, адиабатическую работу пара определяют либо по $i - s$ диаграмме, либо расчетом, что удобнее при теоретическом анализе:

$$\ell_a = i_1'' - i_2'' + T_2 (S_2'' - S_1'') \quad (1),$$

где i_1'' , i_2'' – энтальпии сухого насыщенного пара при его начальной T_1 и конечной T_2 температуре расширения в соплах с расходом 1 кг/с.

S_2'' , S_1'' – энтропии пара при этих температурах T_1 и T_2 .

Если в первом роторе турбины окружная скорость паропроводов V_1 , то происходит сжатие пара, его энтальпия увеличивается, и пар несколько перегревается.

$$i_{11} = i_1'' + \frac{V_1^2}{2} \quad (2)$$

Если во втором роторе окружная скорость входов в сопла V_2 и пар из первого ротора заторможен при входе в сопла второго ротора до скорости второго ротора V_2 и вращается в барабане с этой скоростью, создавая центробежное противодавление истечению пара из сопел первого ротора, то энталь-

пия пара на выходе из сопел первого ротора также возрастает и пар подсушивается:

$$i_{22} = i_2'' + \frac{V_2^2}{2} \quad (3)$$

В результате адиабатическая работа пара несколько изменяется за счет вращения роторов:

$$\ell = i_1'' - i_2'' + T_2 (S_2'' - S_1'') + \frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \quad (4)$$

$$\ell = \ell_0 + \frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \quad (5)$$

Если при отсутствии вращения обоих роторов адиабатическая скорость истечения из сопел первого ротора

$$W_0 = \sqrt{2\ell_0} \quad \text{из условия} \quad \frac{W_0^2}{2} = \ell_0 \quad (6),$$

то теперь, при вращении обоих роторов, адиабатическая скорость истечения пара из сопел первого ротора с учетом центробежных сил сжатия пара будет:

$$W_1 = \sqrt{2 \left(\ell_0 + \frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \right)} = \sqrt{W_0^2 + V_1^2 - V_2^2} \quad (7)$$

Это очень важное уравнение, показывающее, что при располагаемой скорости истечения пара $W_0 = \text{const}$ для сопел первого ротора, возможно изменение W_1 за счет изменения окружных скоростей первого и второго роторов. Это же уравнение показывает принципиальное отличие изобретенной новейшей турбины от обычных лопаточных турбин, где паровые сопла работают независимо при постоянных скоростях лопаток и постоянной скорости истечения.

1.2.2. Определение скорости истечения пара из реактивных сопел второго ротора с учетом прочностных ограничений.

Окружная скорость цилиндрической обечайки барабана второго ротора турбины определяется допустимой длитель-

ной прочностью ее материала, например, при использовании титановых сплавов может достигать 360 м/с, а при использовании алюминиевых сплавов, до 200 м/с, которые применяют в конструкциях барабанов, разрабатываемых в настоящее время образцов турбин при максимальных температурах расширенного водяного пара 100°C, при которых скорость звука составляет 432 м/с.

Соответственно при скорости барабана второго ротора турбины 200 м/с, число М барабана составит 0,46, поэтому степень адиабатического сжатия пара будет:

$$\bar{P} = \left(1 + \frac{K-1}{2} M^2 \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (8)$$

При $K = 1,135$, $\bar{P} = 1,12$, а степень повышения температуры будет:

$$\bar{T} = \left(1 + \frac{K-1}{2} M^2 \right) = 1,014$$

Так как плотность пара возрастет в $\frac{\bar{P}}{\bar{T}} = \frac{1,12}{1,014} = 1,1$, т.е. на

10%, то и центробежное давление в барабане второго ротора можно рассчитывать без учета сжимаемости пара, и скорость истечения пара из сопел барабана рассчитывать в гидродинамическом приближении, т.е. при постоянной плотности пара.

Пусть при вращении барабана со скоростью V_2 , в нем вращается с постоянной угловой скоростью ω водяной пар плотностью ρ , тогда на периферии барабана возникает центробежный перепад давления по отношению к центру:

$$\Delta p = \rho \int_0^r \omega^2 \cdot r dr = \rho \cdot \frac{V_2^2}{r^2} \int_0^r r dr = \rho \frac{V_2^2}{2} \quad (9)$$

Соответственно скорость истечения пара из сопел барабана второго ротора будет

$$W_2 = \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}} = \sqrt{2 \frac{1}{\rho} \frac{\rho V_2^2}{2}} = V_2, \quad (10)$$

т.е. скорость истечения равна окружной скорости барабана при условии торможения абсолютной скорости пара из первого ротора до окружной скорости барабана, которое обеспечивается за счет входа потока под углом 90° в радиальные входы сопел с полной потерей тангенциальной скорости, но с передачей полезного импульса $\Delta W_1 - V_2$, вращающего второй ротор.

1.2.3. Условия возникновения циркуляции потока пара в полости второго ротора и способы ее исключения.

Циркуляция потока пара в полости барабана возникает, если не будет полного торможения абсолютной скорости пара из первого ротора до окружной скорости сопел барабана второго ротора при входе пара в радиальные входы сопел.

При этом, аналогично п. 1.2.2. в гидродинамическом приближении, т.е. при постоянной плотности пара, вращающегося в барабане с суммарной скоростью, равной скорости циркуляции + скорость барабана с постоянной угловой скоростью, возникает центробежное давление, создающее перепад давления на периферии барабана и его соплах:

$$\Delta P_{ц} = \rho \frac{(W_{ц} + V_2)^2}{2} \quad (11),$$

которое значительно больше, чем без циркуляции. Соответственно увеличится скорость истечения пара из сопел второго ротора и превысит его окружную скорость, что приведет к потерям энергии на выходе:

$$W_{2ц} = \sqrt{2 \frac{\Delta P_{ц}}{\rho}} = W_{ц} + V_2 \succ V_2 \quad (12)$$

Если площадь сечения сопел барабана f_2 , то секундный расход пара через сопла под действием центробежного суммарного давления

$$G = \rho f_2 (W_{ц} + V_2) \quad (13)$$

и скорость циркуляции определяется отношением расхода пара к площади сопел и скоростью барабана

$$W_{ц} = \frac{G}{\rho f_2} - V_2 \quad (14)$$

Теперь ясен путь исключения циркуляции:

Для $W_{ц} = 0$, необходимо выполнение условия

$$\frac{G}{\rho f_2} = V_2 \quad (15)$$

Таким образом, при расходе пара G и его плотности в барабане ρ , необходимо обеспечить **не больше и не меньше** проходную площадь сопел величиной

$$f_2 = \frac{G}{\rho V_2} \quad (16)$$

Именно при этих условиях циркуляция пара в барабане второго ротора теоретически будет полностью исключена, абсолютная скорость пара из второго ротора будет равна нулю при нулевых потерях кинетической энергии на выходе из второго ротора.

При площади f_2 меньше, чем по (16), возникнет циркуляция по (12), при которой скорость пара на выходе из сопел второго ротора больше его окружной скорости и абсолютная скорость пара будет равна

$W_{ц} + V_2 - V_2 = W_{ц}$, т.е. равна скорости циркуляции, а потери кинетической энергии составят $W_{ц}^2/2$.

1.3. Определение характеристик турбины

1.3.1. Мощность и КПД идеальной турбины на окружности роторов.

1) Как было показано в п. 1.2.1., скорость истечения пара из сопел первого ротора с учетом центробежных давлений в обоих роторах турбины составляет

$$W_1 = \sqrt{W_0^2 + V_1^2 - V_2^2}$$

Так как первый ротор вращается с окружной скоростью сопел V_1 , то абсолютная скорость потока пара, покинувшего ротор, будет определяться разностью скоростей

$$\Delta W_1 = W_1 - V_1 \quad (17)$$

Умножая эту разность на радиус сопел r_1 , получим момент количества движения потока при расходе 1 кг/с, и по закону сохранения момента количества движения, определяем момент, действующий на первый ротор для расхода 1 кг/с

$$M_1 = \Delta W_1 \cdot r_1 = \left(\sqrt{W_0^2 + V_1^2 - V_2^2} - V_1 \right) \cdot r_1 \quad (18)$$

Секундную работу пара, выброшенного из сопел первого ротора, также при расходе пара 1 кг/с, находим, умножая это выражение на угловую скорость ротора ω_1 :

$$N_1 = M_1 \cdot \omega_1 = \left(\sqrt{W_0^2 + V_1^2 - V_2^2} - V_1 \right) \omega_1 \cdot r_1 \quad (19)$$

Поскольку $\omega_1 = \frac{V_1}{r_1}$, то получаем удельную мощность ротора при расходе пара 1 кг/с.

$$N_{уд1} = V_1 \left(\sqrt{W_0^2 + V_1^2 - V_2^2} - V_1 \right) \quad (20)$$

Для заданных расходов пара мощность турбины определяется умножением расхода на удельную мощность ϕ (20).

2) Как было показано в п. 1.2.2., скорость истечения пара из сопел второго ротора равна окружной скорости

$$W_2 = V_2 \quad (21)$$

Следовательно, абсолютная скорость пара, покинувшего сопла, равна нулю:

$$\Delta W_2 = W_2 - V_2 = 0 \quad (22)$$

Это означает, что во втором роторе произошло полное погашение до нуля момента количества движения потока пара, покинувшего первый ротор, следовательно, момент, действующий на второй ротор, по закону сохранения, в точности равен моменту на первом роторе:

$$M_2 = M_1 \quad (23)$$

Если окружная скорость сопел второго ротора равна V_2 , то, согласно ф (20) удельная мощность этого ротора при одинаковых моментах и расходе пара 1 кг/с будет пропорциональна V_2 :

$$N_{уд2} = V_2 \left(\sqrt{W_0^2 + V_1^2 - V_2^2} - V_1 \right) \quad (24)$$

Тот же результат получим, если суммируем удельную мощность, полученную при торможении потока пара, покинувшего первый ротор, до окружной скорости второго ротора при расходе 1 кг/с

$$N_{уд21} = \left(\sqrt{W_0^2 + V_2^2 - V_2^2} - V_1 - V_2 \right) V_2 \quad (25)$$

и удельную мощность, полученную за счет реактивных сил при истечении пара из сопел второго ротора, умножая скорость истечения V_2 на V_2

$$N_{уд22} = V_2 \cdot V_2 = V_2^2 \quad (26)$$

Как видно из ф (25) и ф (26), их сумма равна

$$N_{уд2} = V_2 \left(\sqrt{W_0^2 + V_2^2 - V_2^2} - V_1 \right),$$

т.е. соответствует ф (24).

3) Теперь можем определить и удельную мощность на рабочей окружности турбины сложением мощностей первого и второго роторов по ф (20) и по ф (24)

$$N_{уд} = (V_1 + V_2) \left(\sqrt{W_0^2 + V_1^2 - V_2^2} - V_1 \right) \quad (27)$$

и КПД на рабочей окружности турбины, как отношение этой мощности к располагаемой кинетической энергии подводимого к турбине 1 кг/с пара:

$$\eta_v = \frac{N_{уд}}{\frac{W_0^2}{2}} = 2 \frac{V_1 + V_2}{W_0} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{V_1}{W_0} \right)^2} - \left(\frac{V_2}{W_0} \right)^2 - \frac{V_1}{W_0} \right) \quad (28)$$