

ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНГЛЕТА НЕБАНДАЖИРОВАННОЙ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ

© М. Л. ЖИВИРИХИН, А. Е. РЕМИЗОВ, 2018

ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П. А. Соловьева»

В статье исследованы вопросы улучшения законцовки небандажированной рабочей лопатки, а именно разработка винглетов. В качестве объекта рассмотрения использовалась неохлаждаемая рабочая лопатка 1½ ступени модельной турбины. Расчеты газодинамических характеристик проводились методами численного моделирования в стационарной RANS постановке. Проведено параметрическое исследование геометрии винглета, выполнено сравнение рабочих лопаток с плоской законцовкой. Обоснован выбор оптимальной конфигурации лопатки.

ТУРБИНА, РАБОЧАЯ ЛОПАТКА, РАДИАЛЬНЫЙ ЗАЗОР, ВИНГЛЕТ

PARAMETRICAL RESEARCH ON A SHROUDLESS ROTOR BLADE WINGLET

© M. L. ZHIVIRIKHIN, A. E. REMIZOV, 2018

Federal State-Financed Educational Institution of Higher Education
«P. A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University»

The paper considers problems of shroudless rotor blade improvement, namely – blade winglet development, an uncooled rotor blade (1½ stage) of a model turbine is a subject to consideration. Analyses of gas-dynamic characteristics were carried out by numerical modeling methods, in the stationary RANS arrangement. The paper introduces winglet geometry parametrical research results as well as contains comparison of flat-tipped rotor blades and provides validation for blade optimum configuration feasible option.

TURBINE, ROTOR BLADE, TURBINE-BLADE TIP CLEARANCE, WINGLET

Повышение газодинамической эффективности турбинной ступени изначально осуществлялось за счёт специального формообразования профильной части (корытца и спинки) лопаток соплового аппарата и рабочего колеса. В последнее время предпринимались попытки повышения газодинамической эффективности турбинной ступени [1] за счёт различных способов профилирования торцевых межпрофильных поверхностей (втулочных и периферийных) соплового аппарата и втулочной межпрофильной поверхности рабочего колеса. Профилировать периферийную торцевую поверхность рабочего колеса нецелесообразно вследствие определяющего влияния на рабочий процесс в этой области радиального зазора. Возможности уменьшения величины радиального зазора на сегодняшний день практически исчерпаны, поэтому основные надежды на дальнейшее улучшение параметров рабочего процесса в периферийной части рабочего колеса связаны со снижением перетечки газа через радиальный зазор [2] за счёт специального формообразования периферийной части пера рабочей лопатки, известного под названием «винглет», который является альтернативой использованию бандажных полок. Применение бандажных

полок для современных турбин высокого давления проблематично по причине возникновения дополнительных напряжений в профильной части и замке от массы бандажной полки, также бандажные полки требуют дополнительного охлаждения из-за высокого уровня температур. **Винглет (winglet)** – модификация законцовки пера лопатки, представляющая собой утолщение периферийного сечения пера лопатки с плавным сопряжением его с основным телом лопатки. Винглеты (рис. 1) применяются на периферии аэродинамических поверхностей для снижения потерь кинетической энергии за счёт уменьшения градиента давления на периферийном участке лопатки, при этом снижается расход газа через радиальный зазор и уменьшается интенсивность индуцированного вихря перетечки газа с корытца на спинку лопатки.

Начиная с 2000-х годов велись исследования различных форм и конфигураций винглетов для небандажированных рабочих лопаток [3 – 6]. В общем и целом, применение винглетов существенно снижает перетекание газа в радиальном зазоре и улучшает КПД ступени от 0,2 до 0,9 % в зависимости от типа винглета и параметров турбины, что показывает рис. 2, заимствованный в работе [5].

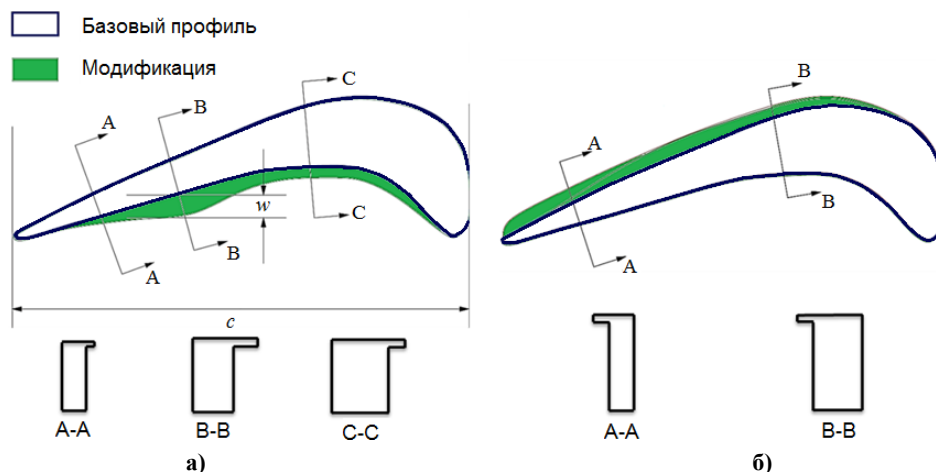


Рис. 1. Конфигурация плоского винглета: а) винглет со стороны корытца; б) винглет со стороны спинки

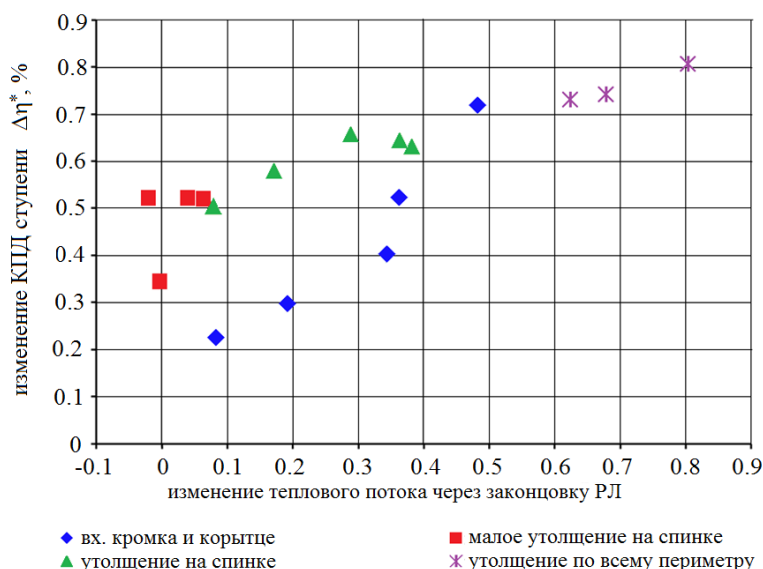


Рис. 2. Изменение параметров турбинной ступени при использовании винглета

В вышеупомянутых публикациях приведен качественный анализ геометрической конфигурации винглетов, при этом не уделено должного внимания количественной оценке, т. е. оценке влияния локального утолщения спинки и корытца в отдельности на эффективность ступени турбины, не приведены граничные значения локальных утолщений и рекомендации к оптимальной конфигурации винглета. Поэтому авторами была предпринята попытка решить следующие задачи:

– определить степень влияния на КПД турбинной ступени ширины винглета со стороны спинки и корытца в отдельности;

– определить конфигурацию винглета, соответствующую максимуму КПД ступени при минимально возможном утолщении периферийной части рабочей лопатки;

– провести сравнение полей параметров рабочего тела на выходе из рабочего колеса при различных винглетах.

В качестве объекта исследования при решении поставленных задач было выбрано рабочее колесо модельной турбины [7], исследованной в техническом университете города Aachen (Германия), представленной на рис. 3. Профили лопаток не имеют закрутки по высоте и характеризуются низким значением величины относительного удлинения лопаток. Лопатка ротора безбандажная с радиальным зазором 0,4 мм. Обводы проточной части цилиндрические с внутренним и наружным диаметрами 490 и 600 мм соответственно. Основными геометрическими соотношениями данная турбина близка к конфигурации современных турбин высокого давления.

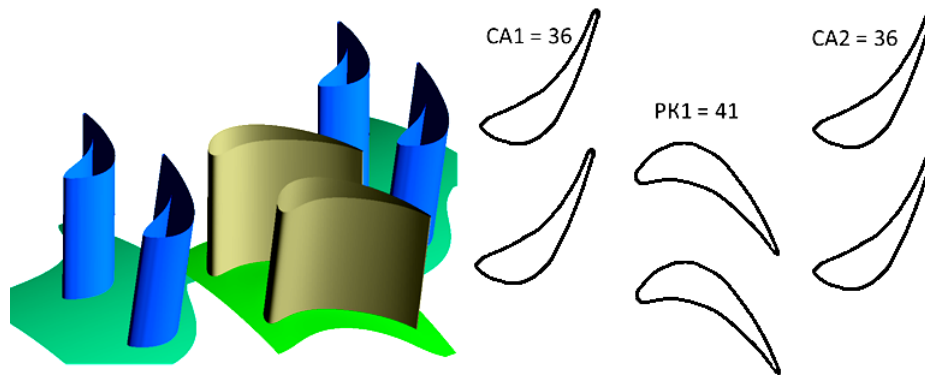


Рис. 3. Модельная турбинная ступень

Поиск оптимальной конфигурации винглета проводился посредством параметрического исследования, основанного на совместном применении газодинамического решателя и программы-планировщика (оптимизатора) IOSO [8]. При параметрической оптимизации винглета варьировалось равномерное (эквидистантное) утолщение периферийного профиля со стороны спинки ($\Delta_{сп} = 0 \dots 8$ мм) и корытца ($\Delta_{кор} = 0 \dots 8$ мм), при этом отслеживалось изменение КПД ступени ($\Delta\eta^*$, %) и изменение площади законцовки рабочей лопатки (ΔF , %) как критерия массы периферийной части и теплового потока в лопатку (рис. 4). Параметрическая модель лопатки рабочего колеса разработана в среде 3D проектирования лопаточных венцов NUMECA AutoBlade [9]. Данная программа позволяет создавать параметрические модели лопаток, основываясь на выбранном геометрическом алгоритме и наборе переменных и констант. Программный комплекс имеет удобные файлы ввода данных и вывода файла геометрии для автоматизированного сеткопостроителя NUMECA AutoGRID5 [10]. Вышеописанная архитектура позволила создать автоматизированные расчетные циклы для организации параметрических исследований и оптимизаций.

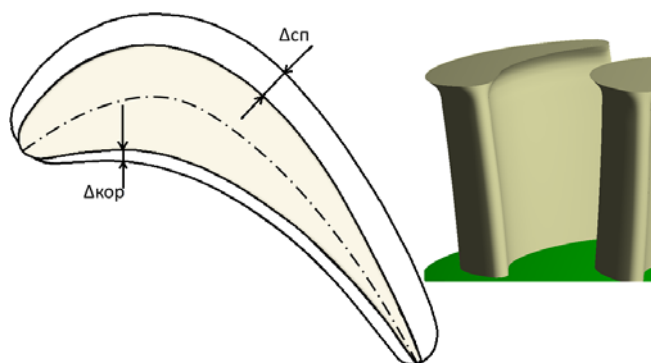


Рис. 4. Параметрическая модель лопатки с винглетом

Для построения сеточных моделей применен автоматизированный сеткопостроитель NUMECA AutoGRID5 [11]. Тип сетки – структурированная

НЕХа, топология 4НО, моделирование венцов велось в осесимметричной постановке. Размер пристеночного слоя сетки 3,5 мкм, коэффициент роста ячеек 1,2...1,4. Моделирование осуществлялось с учетом радиального зазора, который составлял 0,4 мм. Количество слоев сетки по высоте проточной части составляло 64 в области межлопаточного канала и 17 в области радиального зазора.

При расчете течения в рабочем колесе с винглетом был задействован коммерческий газодинамический решатель ANSYS CFX [11]. К основным настройкам расчетной модели можно отнести следующие:

- тип расчета: стационарный (RANS);
- модель турбулентности: SST, без моделирования ламинарно-турбулентного перехода [12];
- поверхности стенок гладкие и адиабатные;
- для всех расчетных областей применена циклическая симметрия «Rotational periodicity»;
- интерфейсы «статор-ротор»: «Stage»;
- рабочее тело: идеальный газ, где μ , C_p и $\lambda = f(T)$.

Результаты расчётного исследования приведены на рис. 5, где по оси абсцисс показывается относительное изменение площади периферии рабочей лопатки, соответствующее исследованной конфигурации винглета, а по оси ординат – изменение КПД турбинной ступени. Каждая линия соответствует месту расположения (на корытце или спинке) винглета (рис. 6), а каждая точка на линии соответствует задаваемому утолщению профиля за счёт винглета.

К наибольшему приросту КПД ступени приводит использование винглета со стороны спинки лопатки ($\Delta_{сп}$), но при этом следует отметить, что после достижения $\Delta_{сп} = 4$ мм, что соответствует примерно 9 % шага решётки рабочего колеса на периферии, дальнейшее увеличение $\Delta_{сп}$ сопровождается заметным снижением темпа прироста КПД ступени вплоть до вырождения этого прироста.

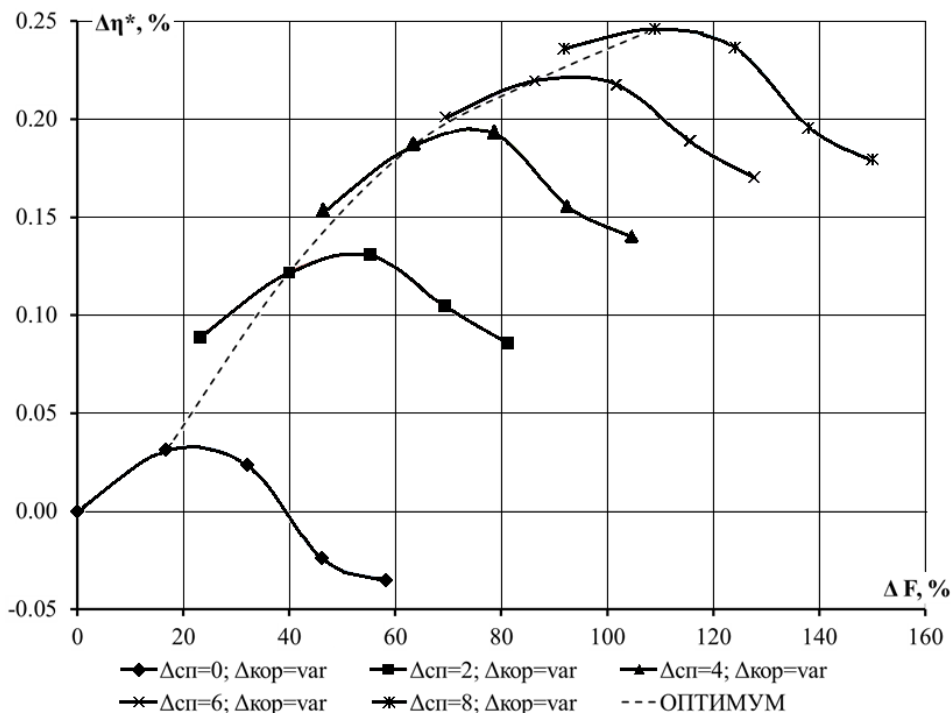


Рис. 5. Влияние винглета на изменение КПД турбинной ступени

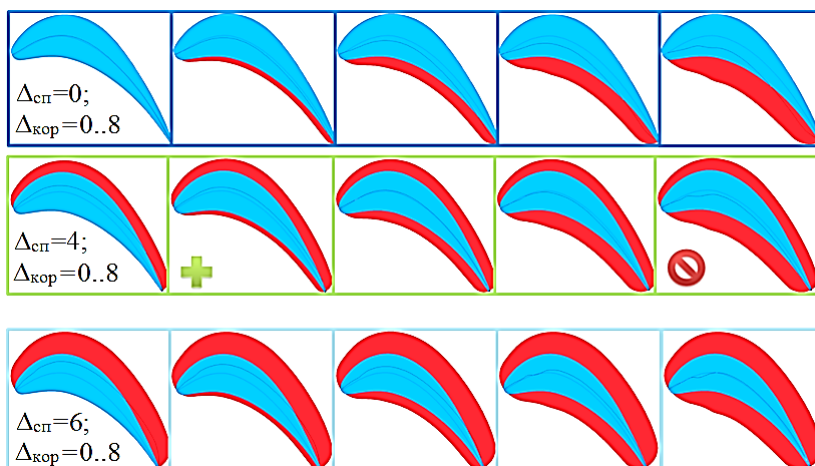


Рис. 6. Формы винглетов рабочей лопатки, соответствующих рис. 5

Утолщение винглета со стороны корытца влияет на изменение КПД ступени неоднозначно: до $\Delta_{кор} = 2...3$ мм (4...6 % шага решетки на периферии) приводит к увеличению КПД, после дальнейшего увеличения $\Delta_{кор}$ – к снижению КПД ступени и к необоснованному росту массы винглета.

Таким образом, для одновременного обеспечения наибольшего прироста КПД ступени и минимизации площади и массы винглета, лучшим вариантом является винглет с соотношением толщин по спинке и по корытцу, равным 2, с относительной толщиной винглета по спинке ($\Delta_{сп}/t = 9\%$) и утолщением на корытце $\Delta_{кор}/t = 4,4\%$. Результат применения винглета оптимальной конфигурации соответствует пунктирной линии на рис. 5.

Физическую природу воздействия винглета

на течение газа в рабочем колесе турбинной ступени, обеспечивающего увеличение КПД ступени, наглядно иллюстрируют результаты численного моделирования течения. Винглет со стороны спинки лопатки обеспечивает увеличение КПД ступени в основном за счёт отвода индуцированного вихря перетечки газа через радиальный зазор от спинки лопатки и ослабления его взаимодействия с пограничным слоем на спинке лопатки, что сопровождается уменьшением потерь энергии газа в области, выделенной на рис. 7. Винглет со стороны корытца рабочей лопатки приводит к увеличению КПД ступени за счёт существенного снижения утечки через радиальный зазор при уменьшении скорости утечки в результате снижения градиента давления и увеличения пути торможения в зазоре (рис. 8).

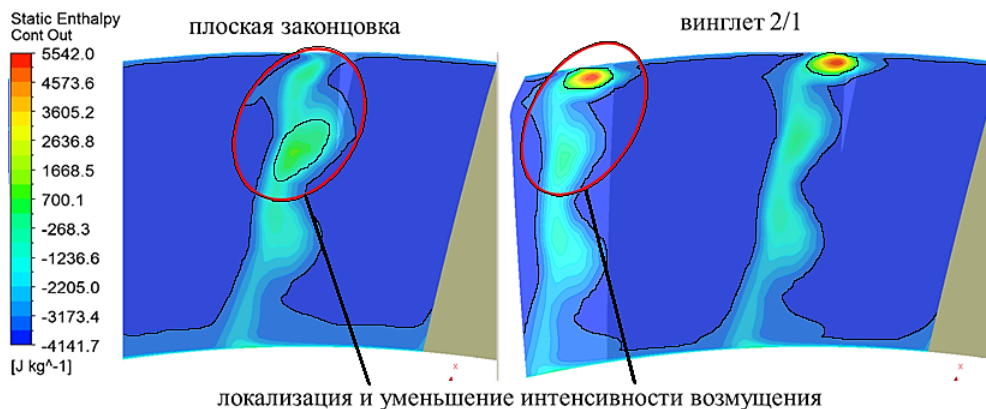


Рис. 7. Сравнение распределения потерь энергии на выходе из рабочего колеса

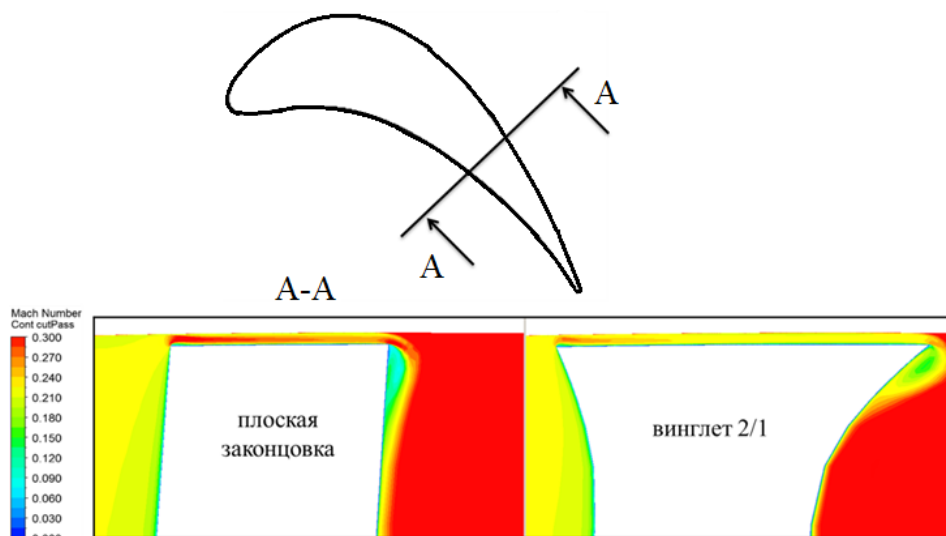


Рис. 8. Распределение числа Маха в сечении А-А радиального зазора

По результатам проведённого параметрического исследования можно сделать следующие выводы:

- разработанная параметрическая модель рабочей лопатки с винглетом позволяет оптимизировать геометрию лопатки;
- параметрическая модель позволяет получать решения, в полной мере объясняемые с помощью современных представлений о структуре и свойствах течения газа в межлопаточном канале рабочего колеса турбинной ступени;
- ожидаемое в результате применения винглета увеличение КПД турбинной ступени может составить до 0,3 %;
- ширина винглета, обеспечивающего максимальный прирост КПД ступени, по корытцу

лопатки должна быть в два раза меньше, чем по спинке;

- для дальнейшего совершенствования разработанной параметрической модели рабочей лопатки с винглетом необходимо: во-первых, выполнить газодинамическую оптимизацию винглета с неэквидистантным утолщением профиля по спинке и корытцу, что позволит разработать лопатку с более легкой периферийной частью при сохранении высокой эффективности уплотнения радиального зазора; во-вторых, разработать и оптимизировать геометрию канавки (реборды) на торцевой части лопатки для повышения качества уплотнения радиального зазора и облегчения периферии лопатки с винглетом; в-третьих, сделать анализ напряжённо-деформированного состояния лопатки с винглетом.