

ТУРБОМАШИНЫ И ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ (ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ) (2.4.7)

УДК 621.165

DOI: 10.24160/1993-6982-2023-1-113-119

Влияние влажности на потери энергии в последних ступенях паровых турбин

Т.В. Богомолова, В.Г. Грибин

Представлена методика расчета потерь энергии от влажности с учетом внутриканальной и периферийной сепарации в последних ступенях цилиндров низкого давления (ЦНД) конденсационных паровых турбин, на основе реального распределения влаги по высоте ступени. Показано, что учет периферийной и внутриканальной сепарации в ступени с рабочей лопаткой 1200 мм уменьшает потери от влажности на 1,3% и соответственно увеличивает КПД ступени η_{oi}^c на эту величину.

Если распределить отсепарированную влагу с учетом расположения щелей внутриканальной сепарации, а отсепарированную периферийную влагу — по линейному закону в верхней четверти ступени, то значение реальной влажности на периферии уменьшится на 8%. Это позволит более точно учитывать ударную эрозию рабочих лопаток на входном участке периферийной зоны рабочих лопаток.

Рекомендован расчет потери энергии от влажности не во внутреннем относительном КПД η_{oi} в составе дополнительных потерь, а внутри лопаточного КПД η_{oi}^c , поскольку данные потери формируются в решетках ступени, в отличие от других видов дополнительных потерь. Такой подход позволит более точно определять следующие характеристики течения в ступени: относительные скорости M_1 и M_2 , коэффициенты скорости в сопловой φ и рабочей ψ решетках, степень реактивности ρ и др.

Ключевые слова: последняя ступень, влажность, потери энергии, периферийная и внутриканальная сепарации, эрозия.

Для цитирования: Богомолова Т.В., Грибин В.Г. Влияние влажности на потери энергии в последних ступенях паровых турбин // Вестник МЭИ. 2023. № 1. С. 113—119. DOI: 10.24160/1993-6982-2023-1-113-119.

The Influence of Moisture Content on Energy Losses in the Steam Turbine Last Stagesy

T.V. Bogomolova, V.G. Gribin

The method of changing the gas flow rate through the turbine by adjusting (turning) the nozzle vanes has been known as the most A method for calculating energy losses due to moisture content is presented, which takes into account the intra-channel and peripheral separation in condensing steam turbine LPC last stages and the actual moisture distribution over the stage height. It is shown that with the consideration of peripheral and intra-channel separation in the stage with a 1200-mm long rotor blade, the losses due to moisture content are decreased by 1.3% and, accordingly, stage efficiency η_o^c is increased by the same value.

If the separated moisture is distributed taking into account the location of the intra-channel separation slots, and the separated peripheral moisture is distributed according to a linear law in the stage upper quarter, the real moisture content value at the periphery will decrease by 8%. This will make it possible to more accurately take into account the rotor blade droplet impingement erosion at the blade peripheral zone inlet section.

It is recommended to calculate the energy losses due to moisture content not in the internal relative efficiency η_{oi} as part of additional losses, but inside the blade efficiency η_{oi}^c , because these losses take place in the stage cascades, unlike other types of additional losses. This approach will help more accurately determine the following flow characteristics in the stage: relative velocities M_1 and M_2 , velocity coefficients in the nozzle φ and rotor ψ cascades, stage reaction ratio ρ , etc.

Key words: last stage, moisture content, energy losses, peripheral separation, intra-channel separation, erosion.

For citation: Bogomolova T.V., Gribin V.G. The Influence of Moisture Content on Energy Losses in the Steam Turbine Last Stages. Bulletin of MPEI. 2023;1:113—119. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2023-1-113-119.

Введение

Последние ступени паровых турбин занимают особое место в проектировании мощных паровых турбоустановок. От их эффективности зависит не только надежность и экономичность, но и конфигурация всей турбины. В основном размеры последней ступени определяют пропускную способность турбины и число цилиндров низкого давления, необходимых для выработки заданной мощности. Их экономичность заметно ниже экономичности других ступеней вследствие потерь с выходной скоростью и повышенных потерь от влажности для всех типов конденсационных паровых турбин.

Рассмотрим один узкий аспект целого клубка проблем последних ступеней, а именно, — учет потерь от влажности в ступенях с различными видами сепарации. Поскольку данная проблема общая для всех видов конденсационных турбин, то все заводы-изготовители турбинного оборудования в настоящее время предусматривают в ЦНД внутриканальную и периферийную сепарации. Этому вопросу посвящено множество публикаций применительно к исследованию траекторий движения капель в проточной части, их распределению по размерам, образованию пленок на поверхности и их дроблению [1 — 3]. Другая часть работ относится к изучению конкретных влагоулавливающих устройств для выявления их оптимальных конструкций и сепарирующей способности [4 — 6]. Иным аспектом проблемы является эрозионный износ периферийной зоны рабочих лопаток последних ступеней, на который, в свою очередь, влияет эффективность влагоудаления и его конструктивное оформление [7 — 10].

На выходе из последней ступени степень влажности составляет для конденсационных турбин на перегретом паре 10%, для влажнопаровых турбин АЭС — 13%. Определение потерь от влажности в турбинной ступени обычно оценивают выражением

$$\xi_{\text{вл}} = 2(u/c_{\phi})[0,9y_0 + 0,35(y_2 - y_0)], \quad (1)$$

где u — окружная скорость; c_{ϕ} — фиктивная скорость, определяющая располагаемый теплоперепад ступени H_0 ; y_0, y_2 — степени влажности на входе и выходе из ступени.

Условно эти потери включаются не в лопаточный КПД, снижение которого зависит от потерь энергии в сопловой и рабочей решетках, а во внутренний относительный. Такая условность не отражает физических причин возникновения этих потерь и затрудняет оценку влияния внутриканальной и периферийной сепараций в ступени на потери энергии от влажности. Ведь в случае удаления части влаги из потока в сопловой решетке за счет внутриканальной и в межвенцовом зазоре за счет периферийной сепараций рабочая решетка работает в более благоприятных условиях, и лопаточный КПД $\eta_{\text{ол}}$ должен вырасти. Также и прямое торможение рабочей решетки при соударении с круп-

ными каплями приводит к появлению потерь энергии. Другие виды дополнительных потерь: от утечек и трения диска в действительности не являются потерями в решетках. Кроме того, потери энергии от влажности по (1) определяются на среднем диаметре по процессной влажности, а реальное распределение влаги по высоте ступени большой веерности из-за центробежных сил, отбрасывающих капли на периферию, носит характер, изображенный на рис. 1 [11]. Именно поэтому выражение (1) дает завышенные значения потерь от влажности с уменьшением $\theta = d_{\text{ср}}/l_2$ ступени, когда, благодаря высокому радиальному градиенту давления, реальное распределение влаги в межвенцовом зазоре далеко от процессного распределения.

Цель настоящей работы — разработка методики оценки потерь от влажности с учетом ее реального распределения по высоте ступени с длинными лопатками и учетом периферийной и внутриканальной сепараций.

Реальное распределение влажности $y = f(r)$, представленное на рис. 1, для удобства расчетов выразим коэффициентом неравномерности распределения влаги K_n и аппроксимируем его полиномом четвертой степени, параметром которого является относительная высота лопатки [12]:

$$K_n = y_i/y_{\text{ср}} = 29,87\bar{l}^4 - 42,13\bar{l}^3 + 19,33\bar{l}^2 - 2,467\bar{l} + 0,4. \quad (2)$$

Распределив по высоте все количество выделившейся процессной влаги за решеткой по (2), перейдем к расчету потерь энергии от влажности по формуле [11]:

$$\Delta\xi_{\text{вл}} = K_n y_{0\text{ср}}(a + b\lambda),$$

где $\lambda = 0,07N[4/(4 + p_s)]$ — доля крупнодисперсной влаги; N — число ступеней, работающих ниже линии насыщения; p_s — давление насыщения перед ступенью;

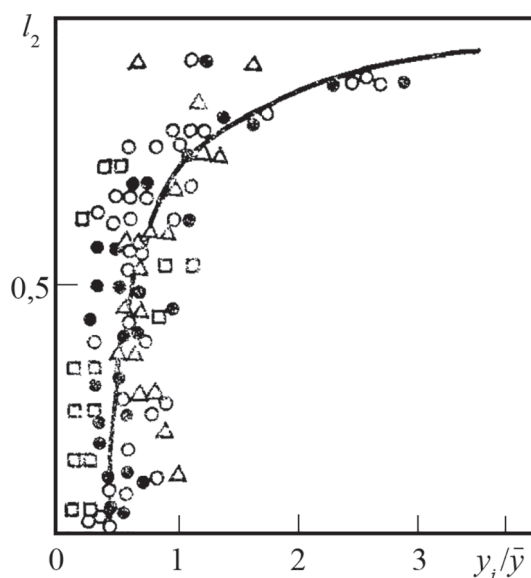


Рис. 1. Распределение относительной степени влажности по высоте за рабочей решеткой ступеней большой веерности по данным различных организаций [11]

$a = 0,35; b = 0,3; a = 0,25; b = 0,6$ — для реактивных и активных решеток.

Коэффициенты концевых потерь в сопловых и рабочих решетках на влажном паре представим в виде

$$\Delta \xi_{\text{конц.вл}} = A(1 - y_{\text{оср}})n(1 + Bt^2 \cos^2 \beta_2) \text{Re}_2^{-0.2} l_{\text{отн}}^{-1}, \quad (3)$$

где β_2 — средний угол выхода потока; $l_{\text{отн}} = l/b$ — относительная высота решетки; $A = 0,2 \dots 0,3$; $B = 1,5 \dots 1,8$; $A = 0,3 \dots 0,4$; $B = 3,5 \dots 4$ — опытные коэффициенты для сопловых и активных решеток; $n = 0,7 \dots 1,2$.

Из этих потерь нужно вычесть эффекты снижения потерь от внутреннего влагоудаления. Начнем с внутриканальной сепарации.

Внутриканальная сепарация осуществляется через щели в полых сопловых лопатках. Этот способ очень эффективен за счет того, что с поверхности сопловых лопаток отводятся пленки влаги, образующие за выходными кромками при дроблении самые крупные капли, которые наиболее сильно снижают КПД ступени и вызывают эрозию лопаток (рис. 2).

В таких конструкциях вместе с влагой удаляется небольшое количество пара, обычно составляющее 0,3...1,0% общего расхода. Для использования теплоты удаляемой пароводяной смеси в тепловой схеме турбоустановки влагоудлавливающие камеры соединяют с регенеративными подогревателями или конденсатором.

Эффективность удаления влаги из проточной части турбины характеризуется коэффициентом сепарации Ψ , равным отношению количества отведенной жидкости G_c к расходу влаги через ступень $G_{\text{вл}}$:

$$\Psi = G_c / G_{\text{вл}} = \beta / y_0, \quad (3)$$

где $y_0 = G_{\text{вл}} / G$ — расходная степень влажности пара перед ступенью; $\beta = G_c / G = \Psi y_0$ — отношение отсепарированного расхода ко всему расходу пароводяной смеси через ступень G .

Коэффициент сепарации Ψ зависит от следующих факторов: размеров ступени и отношения $\theta = d/l$, конструкции влагоудаляющих устройств, перепада давлений в них, влажности y_0 , режимных параметров $\epsilon_{\text{ст}} = p_2/p_0$, $u/c_{\text{ф}}$, степени реактивности ступени ρ , плотности пара доли крупнодисперсной влаги λ .

Оценку коэффициента сепарации через щели в полых сопловых лопатках можно дать с помощью зависимостей, продемонстрированных на рис. 3. Она будет корректной для длинных лопаток ($\theta < 6$), в которых щели занимают 0,3...0,5 высоты лопаток в периферийной зоне. Причем на лопатках выполнены две щели: на спинке профиля и в выходной кромке. Коэффициент сепарации зависит от давления перед решеткой p_0 и скорости в среднем сечении на выходе из сопловой решетки $M_1 = c_1/a_1$. На коэффициент сепарации влияют и другие режимные параметры: дисперсность λ , отношение скоростей $u/c_{\text{ф}}$, число Рейнольдса Re , геометрические параметры самой ступени и расположения щелей. Влияние данных факторов учитывается только при детальном исследовании конкретных ступеней, но для приближенной оценки эффективности сепарации приведенную зависимость можно использовать с достаточно высокой точностью.

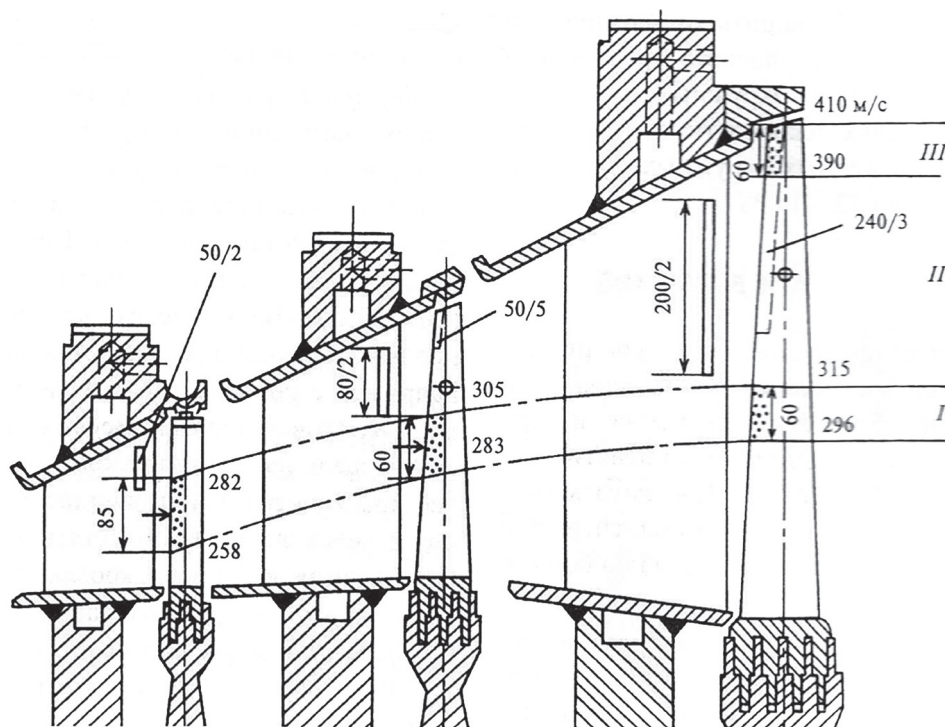


Рис. 2. Проточная часть турбины Шкода со щелями на выходной части сопловых лопаток (цифры указывают на размеры щелей, мм и окружную скорость лопаток, м/с)

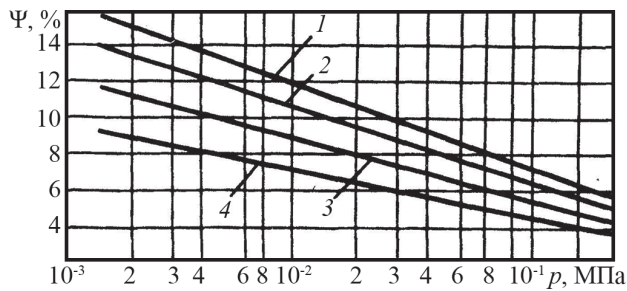


Рис. 3. Оценка коэффициента внутриканальной сепарации в полых сопловых лопатках:

1 — $M_1 = 0,35$; 2 — $M_1 = 0,52$; 3 — $M_1 = 0,61$; 4 — $M_1 = 0,8$

Периферийная сепарация пара — эффективный способ удаления влаги в ЦНД паротурбинных установок, тем более, что большая часть влаги в последних ступенях располагается в периферийной зоне. Устанавливать периферийные влагоулавливающие устройства можно как за сопловыми, так и за рабочими лопатками (рис. 4). Однако эффективность влагоудаления за рабочими лопатками выше, чем за сопловыми. Отсос некоторого количества пара в периферийные ловушки снижает КПД ступени. Конструкции периферийных ловушек следует делать такими, чтобы общий эффект от них превышал негативные последствия отсоса пара вместе с отсепарированной влагой.

Эффективность сепарации значительно возрастает при уменьшении теплоперепада ступени H_0 , а также при использовании решеток с большими углами выхода.

Для расчета коэффициента периферийной сепарации возьмем обобщенные графики рис. 5, учитываю-

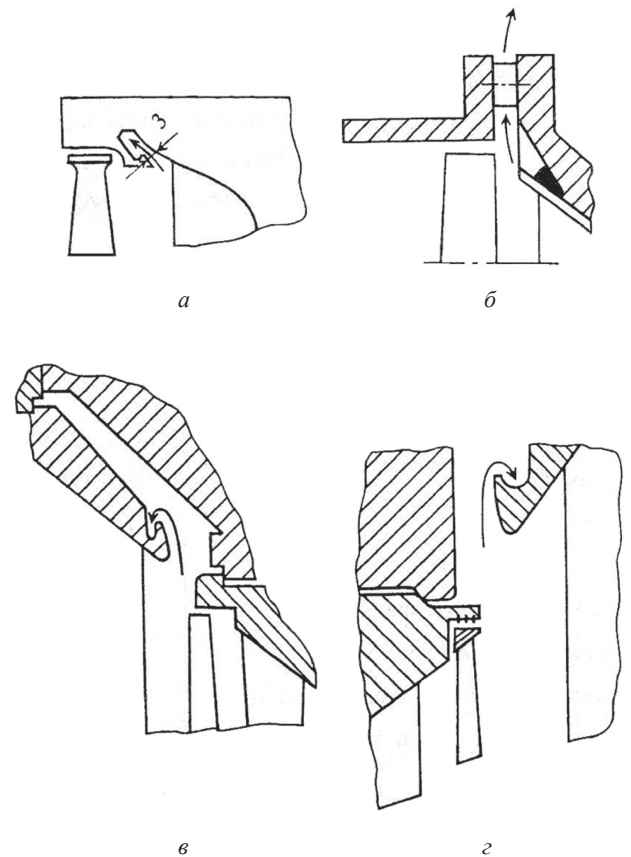


Рис. 4. Конструкции периферийной сепарации:

а — за соплами последней ступени ЛМЗ; б — за соплами последней ступени ХТЗ; в — за рабочими лопатками предпоследней ступени ХТЗ; г — за рабочими лопатками предпоследней ступени ЛМЗ

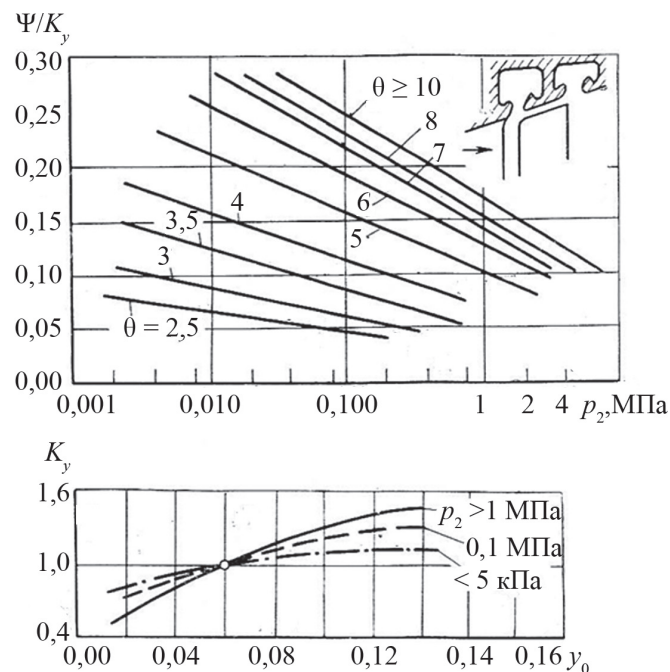


Рис. 5. Зависимость коэффициента периферийной сепарации Ψ от давления за ступенью p_2 , всерности θ и начальной влажности y_0

щие зависимость Ψ от главных факторов: веерности θ и давления за ступенью p_2 с учетом поправки K_y на начальную влажность.

Оценим влияние внутриканальной сепарации на экономичность последней ступени с рабочей лопаткой длиной 1200 мм турбины АЭС К-1200-6,8/50. Ступень рассчитывали по программе конструкторского расчета турбинной ступени большой веерности кафедры ПГТ STUP_DL, позволяющей определять газодинамические параметры и конструктивные углы решеток, составляющие потерь энергии в ступени, а также ее интегральные характеристики [12].

Коэффициент сепарации установим по рис. 3, где коэффициент сепарации представлен функцией относительной скорости и начального давления $\Psi = f(M_1, p_0)$.

Из расчета последней ступени известно, что $p_0 = 0,0301$ МПа, $M_{1\text{периф}} = 0,686$, тогда $\Psi = 0,115$.

Из (3) получим значение коэффициента $\beta_{\text{вн}} = G_c/G = \psi y_0 = 0,00805$.

Массовый расход отсепарированной влаги $G_c = \beta_{\text{вн}} G_0 = 0,996$ кг/с, а значение влажности за сопловыми лопатками с учетом внутриканальной сепарации составляет

$$y_{1\text{вн}} = y_{1\text{ср}} - \beta = 0,0538 - 0,00805 = 0,04575.$$

Оценим влияние периферийной сепарации на характеристики последней ступени.

При $\theta = d_{\text{ср}}/l_2 = 2,5$; $p_2 = 0,008$ МПа по рис. 5 найдем коэффициенты $\psi' = \psi/K_y = 0,07$; $K_y = 1,1$, тогда коэффициент сепарации $\psi = \psi' K_y = 0,077$.

Уменьшение влажности из-за периферийной сепарации: $\beta_{\text{периф}} = \psi y_0 = 0,0054$.

Массовый расход отсепарированной влаги на периферии: $G_c = \beta_{\text{периф}} G_0 = 0,648$ кг/с.

Суммарная доля отсепарированной влаги:

$$\beta_{\Sigma} = \beta_{\text{вн}} + \beta_{\text{периф}} = 0,00805 + 0,0054 = 0,01345.$$

Суммарный расход отсепарированной влаги:

$$G_{c\Sigma} = G_{c\text{вн}} + G_{c\text{периф}} = 1,644 \text{ кг/с.}$$

Пусть на каждый процент отсепарированной влаги потери от влажности уменьшаются также на один процент. Отсюда, $\Delta\xi_{\text{вл}} \cong \beta_{\Sigma} = 0,0134$. Тогда потери от влажности с учетом сепарации в проточной части составят

$$\xi_{\text{вл}}^c = \xi_{\text{вл}} - \Delta\xi_{\text{вл}} = 0,0577 - 0,0134 = 0,0443,$$

и внутренний относительный КПД ступени с учетом сепарации будет равен

$$\eta_{oi}^c = \eta_{oi} + \beta_{\Sigma} = 0,7796 + 0,0134 = 0,793,$$

т. е. вырастет примерно на 1,3% по сравнению с расчетом без учета сепарации.

Очевидно, что уменьшение влаги при внутриканальной сепарации происходит в тех сечениях рабочей лопатки, где по траекториям движения влаги располагались сепарационные щели. Пусть с учетом радиальных составляющих скорости отсос влаги в щели защищал только верхнюю половину лопатки, тогда, при распределении массового расхода отсепарированной влаги по этим сечениям в верхних сечениях относительный расход отсепарированной влаги будет в два раза больше: $\beta_{\text{вн.п}} = 0,0161$, а $\beta_{\text{вн.к}} = 0$.

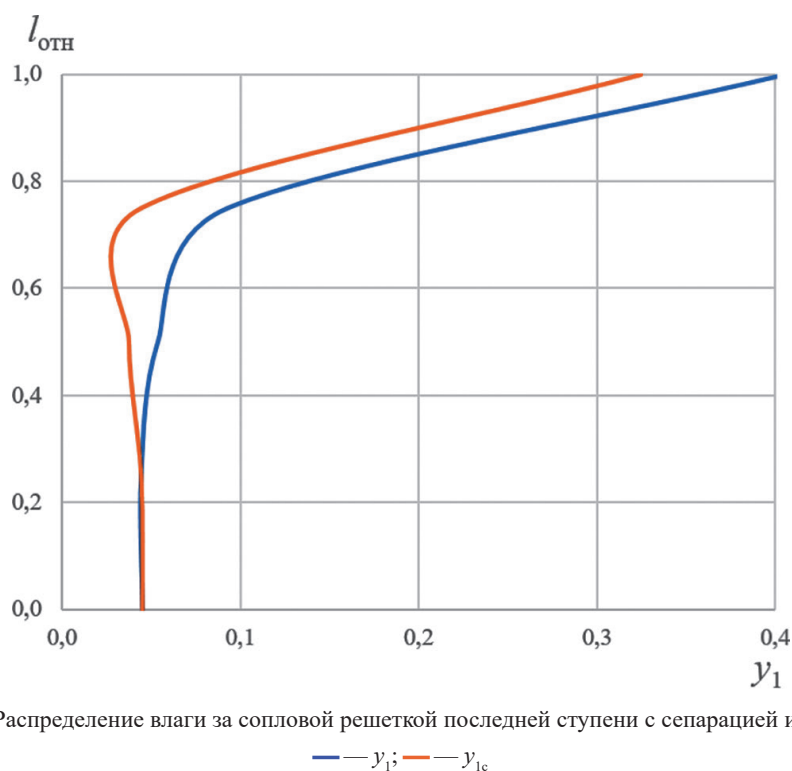


Рис. 6. Распределение влаги за сопловой решеткой последней ступени с сепарацией и без нее:

— y_1 ; — y_{1c}

Периферийная сепарация в межвенцовом зазоре защищает в основном верхние сечения рабочих лопаток. Будем считать, что отсепарированная влага в периферийные ловушки поступает из сечений пропорционально содержанию влаги за сопловыми решетками. Данное распределение по (2) определено при расчете в программе STUP_DL и дано на рис. 6 сплошной линией. Поскольку большая часть влаги сосредоточена в периферийных сечениях от 0,75 до 1,0 высоты лопатки и меняется по линейному закону, то и эффект от периферийной сепарации распределим по этим сечениям по линейному закону. Следовательно, β_n изменится от 0 в сечении $l_{отн} = 0,75$ до 0,0644 — в сечении $l_{отн} = 1,0$. Влажность на периферии с учетом с сепарации $y_n^c = y_n - \beta_{вн} - \beta_n = 0,4049 - 0,0161 - 0,0644 = 0,3244$. Значения влажности, вычисленные с учетом данных предпосылок в зависимости от высоты ступени с учетом сепарации, изображены на рис. 6.

Литература

1. Гривин В.Г. и др. Экспериментальное исследование особенностей движения частиц жидкой фазы в межлопаточном канале сопловой решетки паровой турбины // Электрические станции. 2016. № 11. С. 19—26.
2. Усачев К.М. Вдув перегретого пара в каналы сопловых решеток влажнопаровых турбин // Научная дискуссия: вопросы технических наук: Сб. статей по материалам XXIII—XXIV Междунар. заочной науч.-практ. конф. М.: Междунар центр науки и образования, 2014.
3. Grübel M., Starzmann J., Schtaltz M., Eberle T., Vogt D.M. Two-phase Flow Modeling and Measurements in Low-pressure Turbines: Pt. II — Turbine Wetness Measurement and Comparison to CFD-predictions // Proc. ASME Turbo Expo. 2014. V. 1. P. 25245.
4. Попов В.В. и др. Экспериментальное исследование внутриканальной сепарации в плоском пакете сопловых турбинных лопаток в потоке влажного пара // Электрические станции. 2016. № 1. С. 21—29.
5. Назаров В.В., Усачев К.М. Основные направления развития конструкции систем внутриканального удаления и дробления влаги в проточных частях влажнопаровых турбин Ч. 1 // Тяжелое машиностроение. 2014. № 7. С. 13—17.
6. Назаров В.В., Усачев К.М. Основные направления развития конструкции систем внутриканального удаления и дробления влаги в проточных частях влажнопаровых турбин. Ч. 2 // Тяжелое машиностроение. 2014. № 8. С. 17—22.
7. Усачев К.М. Каплеударная нагрузка длинных рабочих лопаток ступени влажнопаровой турбины // Научная дискуссия: вопросы технических наук: Сб. статей по материалам XXIII—XXIV Междунар. заочной науч.-практ. конф. М.: Междунар центр науки и образования, 2014.

Заключение

Разработана методика расчета последней ступени ЦНД с учетом внутриканальной и периферийной сепараций, основанная на конструкторском расчете последней ступени по программе STUP_DL.

Показано, что учет периферийной и внутриканальной сепараций в ступени с рабочей лопаткой 1200 мм уменьшает потери от влажности на 1,3% и, соответственно, увеличивает КПД ступени до $\eta_{oi}^c = 0,793\%$ с учетом потерь с выходной скоростью.

Если распределить отсепарированную влагу с учетом расположения щелей внутриканальной сепарации, а отсепарированную периферийную влагу по линейному закону в верхней четверти ступени, то значение реальной влажности на периферии снизится на 8%, что значительно снизит темп эрозионного износа входной кромки рабочих лопаток на периферии.

References

1. Gribin V.G. i dr. Eksperimental'noe Issledovanie Osobennostey Dvizheniya Chastits Zhidkoy Fazy v Mezhlapatochnom Kanale Soplovoy Reshetki Parovoy Turbiny. Elektricheskie stantsii. 2016;11:19—26. (in Russian).
2. Usachev K.M. Vduv Peregretoogo Para v Kanaly Soplovykh Reshetok Vlazhnoparovykh Turbin. Nauchnaya Diskussiya: Voprosy Tekhnicheskikh Nauk: Sb. Statey po Materialam XXIII—XXIV Mezhdunar. Zaochnoy Nauch.-prakt. Konf. M.: Mezhdunar Tsentr Nauki i Obrazovaniya, 2014. (in Russian).
3. Grübel M., Starzmann J., Schtaltz M., Eberle T., Vogt D.M. Two-phase Flow Modeling and Measurements in Low-pressure Turbines: Pt. II — Turbine Wetness Measurement and Comparison to CFD-predictions. Proc. ASME Turbo Expo. 2014;1:25245.
4. Popov V.V. i dr. Eksperimental'noe Issledovanie Vnutrikanal'noy Separatsii v Ploskom Pakete Soplovykh Turbinnykh Lopatok v Potoke Vlazhnogo Para. Elektricheskie Stantsii. 2016;1:21—29. (in Russian).
5. Nazarov V.V., Usachev K.M. Osnovnye Napravleniya Razvitiya Konstruktsii Sistem Vnutrikanal'nogo Udaleniya i Drobleniya Vlagi v Protochnykh Chastyakh Vlazhnoparovykh Turbin Ch. 1. Tyazheloe Mashinostroyeniye. 2014;7:13—17. (in Russian).
6. Nazarov V.V., Usachev K.M. Osnovnye Napravleniya Razvitiya Konstruktsii Sistem Vnutrikanal'nogo Udaleniya i Drobleniya Vlagi v Protochnykh Chastyakh Vlazhnoparovykh Turbin. Ch. 2. Tyazheloe Mashinostroyeniye. 2014;8:17—22. (in Russian).
7. Usachev K.M. Kapleudarnaya Nagruzka Dlinnykh Rabochikh Lopatok Stupeni Vlazhnoparovoy Turbiny. Nauchnaya Diskussiya: Voprosy Tekhnicheskikh Nauk: Sb. Statey po Materialam XXIII—XXIV Mezhdunar. Zaochnoy Nauch.-prakt. Konf. M.: Mezhdunar Tsentr Nauki i Obrazovaniya, 2014. (in Russian).

8. **Усачев К.М.** Вдув перегретого пара в каналы сопловых решеток влажнопаровых турбин как способ повышения эффективности и эрозионной стойкости // Энергетика: эффективность, надежность, безопасность: Сб. статей по материалам XX науч.-техн. конф. Томск: Изд-во Томского политехн. ун-та, 2014.

9. **Kaneko Y., Yamashita H., Ooyama H.** Analysis and Verification Test of Damping Characteristics of Steam Turbine Hollow Vane with Friction Damper // Proc. ASME Turbo Expo. 2014. V. 1. P. 25157.

10. **Schuerhoff J., Ghicov A., Sattler K.** Advanced Water Droplet Erosion Protection for Modern Low Pressure Steam Turbine Steel Blades // Proc. ASME Turbo Expo. 2015. P. 43140.

11. **Дейч М.Е.** Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1996.

12. **Богомолова Т.В., Калинина Л.А.** Расчет потерь энергии в турбинной ступени большой веерности // Вестник МЭИ. 2005. № 4. С. 11—17.

8. **Usachev K.M.** Vduv Peregretogo Para v Kanaly Soplovykh Reshetok Vlazhnoparovykh Turbin kak Spособ Povysheniya Effektivnosti i Erozionnoy Stoykosti. Energetika: Effektivnost', Nadezhnost', Bezopasnost': Sb. Statey po Materialam XX Nauch.-Tekhn. Konf. Tomsk: Izd-vo Tomskogo Politekh. Un-ta, 2014. (in Russian).

9. **Kaneko Y., Yamashita H., Ooyama H.** Analysis and Verification Test of Damping Characteristics of Steam Turbine Hollow Vane with Friction Damper. Proc. ASME Turbo Expo. 2014;1:25157.

10. **Schuerhoff J., Ghicov A., Sattler K.** Advanced Water Droplet Erosion Protection for Modern Low Pressure Steam Turbine Steel Blades. Proc. ASME Turbo Expo. 2015:43140.

11. **Deych M.E.** Gazodinamika Reshetok Turbomashin. M.: Energoatomizdat, 1996. (in Russian).

12. **Bogomolova T.V., Kalinina L.A.** Raschet Poter' Energii v Turbinnoy Stupeni Bol'shoy Veernosti. Vestnik MEI. 2005;4:11—17. (in Russian).

Сведения об авторах:

Богомолова Татьяна Владимировна — доктор технических наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин НИУ «МЭИ», e-mail: BogomolovaTV@mpei.ru

Грибин Владимир Георгиевич — доктор технических наук, заведующий кафедрой паровых и газовых турбин НИУ «МЭИ», e-mail: GribinVG@mpei.ru

Information about authors:

Bogomolova Tatyana V. — Dr.Sci. (Techn.), Professor of Steam and Gas Turbines Dept., NRU MPEI, e-mail: BogomolovaTV@mpei.ru

Gribin Vladimir G. — Dr.Sci. (Techn.), Head of Steam and Gas Turbines Dept., NRU MPEI, e-mail: GribinVG@mpei.ru

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов

Conflict of interests: the authors declare no conflict of interest

Статья поступила в редакцию: 12.09.2022

The article received to the editor: 12.09.2022

Статья принята к публикации: 24.10.2022

The article has been accepted for publication: 24.10.2022