

Автореф.
053

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. М. В. ЛОМОНОСОВА

Аспирант Е. К. ОЛЕСЕВИЧ

**Влияние конструктивных
характеристик и параметров
рабочего тела на предельную
мощность турбины**

(Специальность № 274 — «Теоретические основы
теплотехники»)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Перечисл. 1987

Одесса — 1969

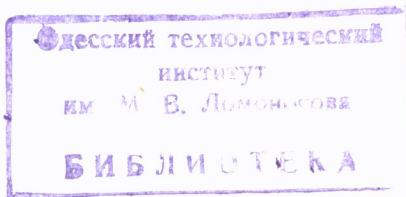
Аспирант Е. К. ОЛЕСЕВИЧ

Влияние конструктивных
характеристик и параметров
рабочего тела на предельную
мощность турбины

(Специальность № 274 — «Теоретические основы
теплотехники»)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

✓001702



ОНАХТ

19.06.12

Влияние конструктивн

Одесса — 1969



✓001702

Работа выполнена в Проблемной лаборатории при кафедре инженерной теплофизики Одесского технологического института им. М. В. Ломоносова.

Научные руководители:

доктор технических наук, профессор **Гохштейн Д. П.**,
кандидат технических наук, доцент **Аксельбанд А. М.**

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор **Лаппа М. И.**,
кандидат технических наук, доцент **Чернобровкин А. П.**

Ведущая организация — Центральный котлотурбинный институт им. И. И. Ползунова.

Автореферат разослан „15“ апреля 1969 г.

Защита диссертации состоится „30“ мая 1969 г.
на заседании Ученого совета Одесского технологического института им. М. В. Ломоносова.

Просим Ваши отзывы в двух экземплярах выслать по адресу: г. Одесса-39, ул. Свердлова, 112, Технологический институт им. М. В. Ломоносова.

Ученый секретарь Совета **Л. А. Запорожец.**

ВВЕДЕНИЕ

Повышение единичной мощности энергетических агрегатов является основным условием обеспечения высоких темпов развития отечественной энергетики. Одним из решений этой задачи может стать применение энергетических турбоустановок, использующих в качестве рабочих тел воздух, гелий, углекислоту и т. д. Такие установки по данным отдельных проектов, выполненных в СССР и за рубежом, превосходили бы пароводяные по экономичности, единичной мощности, компактности турбоблоков. Однако, непосредственная оценка максимальной допустимой мощности этих турбин не производилась, хотя для оценки перспективности их применения такие проработки представляются необходимыми. Решению этого вопроса посвящена настоящая работа.

При анализе путей повышения единичной мощности турбины целесообразно пользоваться значением предельной мощности турбины (максимальной мощности одного потока), так как окончательный выбор допустимого максимального количества потоков производится по результатам экономических расчетов после проработки конструкции турбины в целом.

В соответствии с изложенным целью исследований явились:

1. Разработка метода определения предельной мощности турбины на любом рабочем теле.
2. Анализ условий достижения турбиной предельной мощности в зависимости от величин конструктивных характеристик и параметров рабочего тела.
3. Оценка предельной и единичной мощностей турбин паровых на водяном паре и неводяных парах, газовых турбин установок, работающих по разомкнутым и замкнутой схемам.

Для мощных турбин с повышенной плотностью рабочего тела характерны большие значения хорд облопачивания и малые значения относительных высот $\bar{l}=l/b$. С целью оценки их предельных для рабочего колеса значений, допустимых по аэродинамическим потерям, выполнено экспериментальное

исследование влияния масштабного фактора на аэродинамические характеристики решетки рабочих лопаток.

В работе при ориентировочной оценке достижимых единичных мощностей турбоагрегатов выбор максимального числа потоков производился по имеющимся проектам сходственных турбин.

Безусловно, максимальную мощность энергоблока могут ограничить предельные характеристики не только турбины, но и других агрегатов. Поэтому выполненные теоретические исследования решают часть более общей задачи, а представленные разработки по турбинам конкретных установок необходимо рассматривать как частную оценку перспективности их применения.

1. МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПРЕДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ТУРБИНЫ

Преимущественное применение на электростанциях пароводяных установок с низким давлением конденсации явилось причиной того, что длительное время предельную мощность турбины определяли только по наибольшей пропускной способности (объемному расходу на выходе) последней ступени. Эту величину ограничивают предельные значения площади выхлопа и допустимой потери с выходной скоростью. Для расчетов предельной мощности турбин других установок данный метод применим только в тех частных случаях, когда значения удельного веса рабочего тела в турбине и, соответственно, мощности ступеней малы.

С ростом удельного веса рабочего тела в турбине мощности ступеней растут, увеличиваются хорды лопаток, их число в ступенях снижается, растет всемерность облопачивания, увеличиваются значения безразмерной аэродинамической характеристики b_k/l рабочих колес, что в конечном счете может привести к снижению к.п.д. турбины. Влияние основных этих факторов на предельную мощность газовых турбин установок, работающих по замкнутой схеме (ЗГТУ), учитывает метод, разработанный в ЦКТИ.

Изложенный в реферируемой работе обобщенный метод определения предельной мощности турбины, как и метод оценки предельной мощности турбины ЗГТУ, учитывает возможность ее ограничения не только пропускной способностью, но и величиной мощности лимитирующей ступени, допустимой по прочностным характеристикам изгиба. При этом лимитирующей может стать любая из ступеней, не обязательно последняя, как в паровых турбинах.

В отличие от частных методов оценки предельной мощ-

ности турбин пароводяных и турбин ЗГТУ, обобщенный метод допускает возможность варьирования кинематическими и геометрическими характеристиками облопачивания с целью более полного использования специфических возможностей цикла и свойств рабочего тела для получения предельной величины мощности турбины. Так как предельную мощность турбины определяют характеристики лимитирующей ступени, а ею может стать любая из ступеней турбины, то исследование этой зависимости сводится к анализу предельной пропускной способности и предельной мощности отдельной выделенной ступени. Принято, что обе рассматриваемые величины зависят только от допустимых характеристик венца рабочих лопаток. Площадь выхлопа направляющего аппарата не ограничена; приемлемые значения хорды и относительной высоты направляющих лопаток можно обеспечить применением профилей повышенного момента сопротивления, а в случае необходимости, и направляющего аппарата со стойками и узкими лопатками.

Связь между мощностью, пропускной способностью ступени и характеристиками венца рабочих лопаток описывается двумя исходными уравнениями:

$$\begin{cases} N_{ст.т} = \frac{427}{102} F c_{2\alpha} \gamma_2 h_0' \gamma_{0,л}, \\ N_{ст.пр} = \frac{P_{окр} \cdot u_{ср} \cdot z_2}{102}. \end{cases}$$

Так как значения мощности в этих формулах равнозначны, то система уравнений преобразована в следующее выражение мощности ступени:

$$\begin{aligned} 7,23 \cdot 10^{-3} \frac{\gamma_{0,л} n^3}{(u_k/c_0)^2} d_k^3 F_{12} \frac{1}{\operatorname{ctg} \beta_{2k} - \operatorname{ctg} \alpha_{2k}} = \\ = 10,25 n d_k F z_n \left(\frac{\bar{W}_x}{\bar{t}} \right)_k \left(\frac{b_k}{l} \right)^2, \end{aligned} \quad (1)$$

где n — число оборотов вала, об/мин;
 d_k — корневой диаметр, м;
 F — площадь выхода, м²;
 γ_2 — удельный вес рабочего тела на выходе из ступени, кг/м³;
 β_2, α_2 — углы потока по треугольникам скоростей;
 z_n — напряжение изгиба в корневом сечении рабочей лопатки, кг/см²;
 b — хорда профиля;
 $\bar{t}$ — относительный шаг;

$W_x = W_x^{кр}/b^3$ — относительный момент сопротивления профиля рабочей лопатки; величины с индексом «к» относятся к корневому сечению ступени.

Выбор углов $\beta_{2к}$ и $\alpha_{2к}$ как определяющих параметров обусловлен тем, что, во-первых, угол $\beta_{2к}$ определяет прочностные характеристики корневого профиля рабочей лопатки; во-вторых, от углов $\beta_{2к}$ и $\alpha_{2к}$ зависит величина осевой составляющей скорости выхода c_2 , т. е. пропускная способность ступени.

Левая часть уравнения (1), для которой сохранено обозначение $N_{ст.т}$ учитывает теплоперепад, пропускную способность ступени и удельный вес рабочего тела на выходе из нее. Правая часть уравнения, обозначаемая как $N_{ст.пр}$ включает конструктивные и прочностные характеристики рабочего колеса.

Уравнение (1) выведено в предположении, что с допусковым напряжением изгиба $[\sigma_{из}]$ сопоставляется только напряжение изгиба от окружной составляющей газового усилия $\sigma_{из.окр}$. Для дополнительного учета напряжения изгиба от осевой составляющей газового усилия, обусловленного перепадом статического давления, необходимо, пользуясь формулой (1), допустимое напряжение изгиба, с которым сопоставляется $\sigma_{из.окр}$, снизить в «С» раз. Коэффициент С определяется по формуле:

$$C = \left(\sin \beta_b - \frac{W_x}{W_y} \cos \beta_b \right) + \frac{\tilde{P}_{ос}}{P_{окр}} \left(\cos \beta_b + \frac{W_x}{W_y} \sin \beta_b \right) \times \left(\frac{4}{3} - \frac{1}{3} \frac{r_k \rho_k}{r_{ср} \rho_{ср}} \right)$$

и при расчетах конкретной рабочей лопатки на изгиб может быть оценен предварительно. Через величины β_b и $\tilde{P}_{ос}$ обозначены, соответственно, угол установки корневого профиля и фиктивная осевая изгибающая сила, рассчитываемая по местному перепаду статического давления в среднем сечении рабочей лопатки:

$$\tilde{P}_{ос} = q_{ос.ср} l = \Delta p_{ср} t_{ср} l.$$

Анализ экспериментальных данных показал, что неизменность перепада статического давления по шагу рабочей лопатки характерна только для до- и околозвукового режима течений. При сверхзвуковом режиме течения перепад статического давления меняется и создает аperiodическую колебательную нагрузку. Поэтому в расчетах до- и околозвуко-

вых ступеней с допусковым напряжением изгиба сравнивалось напряжение от окружной составляющей газового усилия. Напряжение изгиба от перепада статического давления относилось к напряжениям растяжения. Считалось, что оно может быть скомпенсировано соответствующим «радиальным навалом» лопатки. При расчетах сверхзвуковых ступеней с величиной $[\tau_{из}]$ сравнивалось суммарное напряжение от газового усилия.

Характеристический коэффициент $u_k c'_0$ является функцией величин $\beta_{2к}$, $\alpha_{2к}$, ρ_k , $c_{2а}/c_{1а}$, φ и ψ . Для упрощения анализа последние три величины приняты постоянными: $c_{2а}/c_{1а} = 1$; $\varphi = 0,97$; $\psi = 0,95$. Ввиду сложности зависимости $u_k c'_0 = f(\beta_2, \alpha_2, \rho)$ в исследованиях использовались ее графики, построенные по частным числовым решениям, полученным на ЭЦВМ при фиксированных значениях α_2 .

Установлено, что величина прочностной характеристики $\bar{W}_x/t$ современных профилей для корневых сечений рабочих лопаток при малой реактивности, примерно, однозначно зависит от угла выхода потока β_2 .

Следовательно, переменными характеристиками, входящими в выражение (1), будут: d_k , F , n , b_k/l , $\beta_{2к}$, $\alpha_{2к}$, ρ_k , γ_2 . Единственным параметром рабочего тела, определяющим мощность ступени, является удельный вес γ_2 , с увеличением которого весовой расход и мощность ступени $N_{ст.т}$ растут. Величина $N_{ст.пр}$ от γ_2 не зависит. Поэтому выбор оптимальных значений $\alpha_{2к}$, $\beta_{2к}$, ρ_k , соответствующих максимуму расхода через ступень, необходимо производить так, чтобы величина $N_{ст.т}$ не превышала $N_{ст.пр}$. При выбранных величинах n , d_k , F мощность ступени $N_{ст.пр}$ будет максимальной в случае, когда значения $\sigma_{из}$, b_k/l , $\bar{W}_x/t_k$ будут максимальными.

II. АНАЛИЗ ЗАВИСИМОСТИ ПРЕДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ТУРБИНЫ ОТ ХАРАКТЕРИСТИК ЛИМИТИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ

Допустимое напряжение растяжения в рабочей лопатке турбины для различных марок сталей находится в примерной однозначной зависимости от ее температуры t_d в интервале $400 \div 750^\circ\text{C}$:

$$[\sigma_p] = 1,61 \cdot 10^5 \cdot t_d^{-1,34} - 20,8 \text{ кг/мм}^2.$$

Формула, совместно с выведенной зависимостью коэффициента разгрузки рабочей лопатки K_p от $d_{ср}/l$, позволила рассчитать и построить графики зависимости площади выхлопа ступени от d_k и t_d при $n = 3000 \text{ об/мин}$ с учетом допустимой

разгрузки рабочей лопатки. Выявлено, что для получения максимального расхода рабочего тела через лимитирующую ступень корневой диаметр следует принимать максимальный даже тогда, когда заведомо не обеспечивается максимум величины K_p из-за повышенного значения отношения d_{cp}/l . При малом теплоперепаде турбины увеличение корневого диаметра ротора может быть ограничено минимальным, допустимым по величине к. п. д. турбины числом ступеней. Принято, что для ступеней с $n=3000$ об/мин и температурой диска до 200°C достигим $d_k=1,5$ м, свыше 200°C — $d_k=1,2$ м.

С изменением числа оборотов ротора величину d_k ступени можно менять, оставляя окружную скорость на периферии диска постоянной. Тогда предельная мощность турбины будет обратно пропорциональна значению n^2 , независимо от того, что ее ограничивает: пропускная способность или максимальная допустимая по характеристикам изгиба мощность лимитирующей ступени.

При неизменных корневом диаметре и высоте рабочей лопатки рост мощности приводит к увеличению хорды b_k , характеристики b_k/l рабочих лопаток ступени и к снижению их числа на диске z_2 . Допустимые значения этих величин на современном этапе развития турбостроения могут быть приняты равными: $(b_k)_{\max} \approx 320$ мм; $(b_k/l)_{\max} \approx 1$; $(z_2)_{\min} \approx 24$. Для ступени с такими параметрами рабочего колеса при $d_k = 1200$ мм; $d_k/l=2,0$; $\sigma_n=350$ кг/см² и $\beta_{2k}=22^\circ$ по напряжениям изгиба допустима максимальная мощность ~ 300 Мвт.

По уравнению (1) при фиксированном значении α_2 и $\rho_k \approx 0$ выделены четыре области характеристик ступени, ограничивающей мощность турбины, в которых параметр γ_2 по-разному влияет на расход рабочего тела G и, соответственно, на мощность турбины.

В первой области удельный вес рабочего тела мал и мощность ступени лимитирует только объемная пропускная способность Q . При этом целесообразно принимать увеличенные значения d_k и β_{2k} . Весовой расход, мощность ступени в первой области пропорциональны γ_2 . Область заканчивается на величине γ_2 , обеспечивающей равенства $N_{ст.т}=N_{ст.пр}$, $\sigma_n=[\sigma_n]$ при $Q=\max$ и $b_k=\max$ или $z_2=\min$.

Во второй области для сохранения равенства $N_{ст.т}=N_{ст.пр}$ с дальнейшим увеличением γ_2 необходимо снижать угол β_{2k} , тем самым увеличивая момент сопротивления корневого профиля. Весовой расход и мощность ступени растут с увеличением γ_2 , хотя и медленнее, чем в первой области. Объемный расход через ступень снижается. Минимально допустимая величина β_{2k} ограничивается приемлемыми величинами аэродинамических потерь, а также минимально допустимым углом β_2 на периферии.

Наличие третьей области возможно лишь в том случае, если во второй области выполнялось условие $b_k/l < (b_k/l)_{\max}$. Третья область характерна последующим, но еще более замедленным ростом весового расхода и мощности ступени с увеличением γ_2 . Равенство $N_{ст.т}=N_{ст.пр}$ при неизменном корневом диаметре обеспечивается снижением высоты лопатки и приближенным отношением b_k/l к $(b_k/l)_{\max}$.

В четвертой области с увеличением γ_2 необходимое равенство $N_{ст.т}=N_{ст.пр}$ сохраняется лишь при снижении корневого диаметра. Объемный расход и теплоперепад ступени уменьшаются. Предельные значения минимального z_2 и максимального b_k/l остаются постоянными. Мощность ступени по (1) падает. Весовой расход снижается пропорционально уменьшению d_k .

Следовательно, для каждого выбранного значения d_k ступени имеется оптимальное значение $[\gamma_2]$, соответствующее концу третьей области, при котором мощность ступени и расход рабочего тела через нее максимальны. В частности, это означает, что увеличение уровня давлений в турбине повышает ее предельную мощность только до определенного значения, которое зависит от максимальной допустимой величины d_k лимитирующей ступени.

С увеличением молекулярного веса рабочего тела турбины оптимальный по максимальной мощности уровень давлений снижается.

Уравнение для $[\gamma_2]$ получено в виде:

$$[\gamma_2] = 46,5 \frac{[\sigma_n]}{h_0 \tau_{0,0.1}} \left(\frac{\bar{W}_x}{t} \right)_k \left(\frac{b_k}{l} \right)^2 (\text{ctg } \beta_{2k} - \text{ctg } \alpha_{2k}). \quad (2)$$

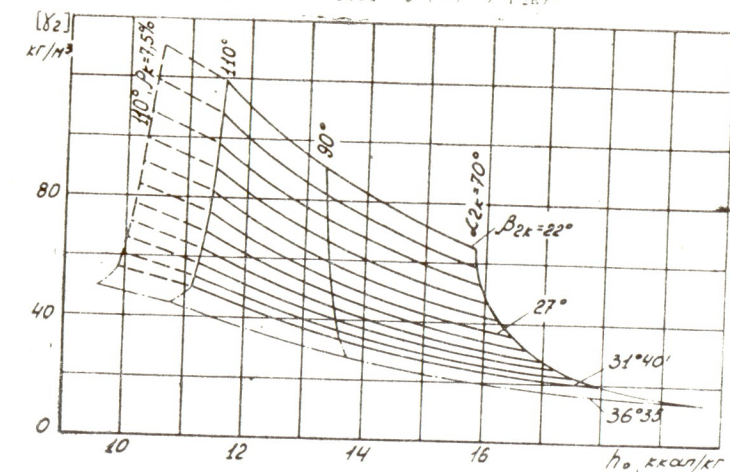
Сопоставление действительного значения γ_2 с величиной $[\gamma_2]$ по уравнению (2) позволяет без детальных расчетов определить, изгибающими или центробежными силами, действующими на рабочую лопатку, ограничивается пропускная способность ступени.

Для анализа влияния изменения углов β_{2k} и α_{2k} на величину $[\gamma_2]$; теплоперепад ступени и максимальный, допустимый по прочностным характеристикам изгиба рабочего колеса, расход рабочего тела через нее, уравнение (2) отображено графически на рис. 1, а как функция $[\gamma_2]=f[h_0, \beta_{2k}(\alpha_{2k})]$. Величины d_k , n , σ_n , b_k/l , τ_k , ρ_k приняты постоянными.

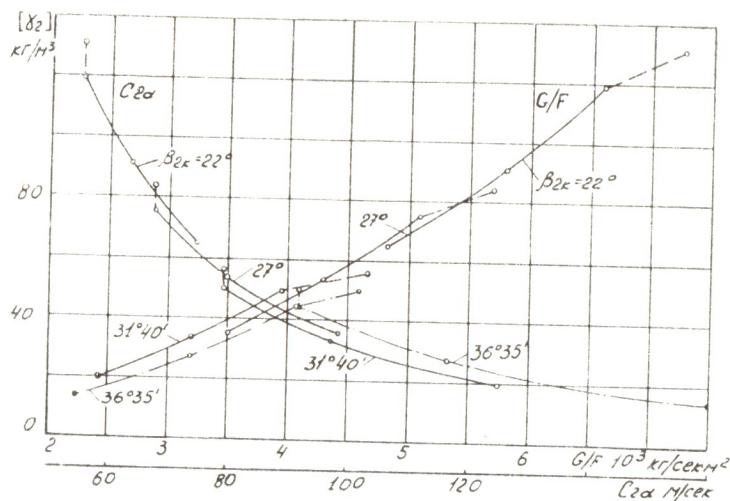
При построении графика использованы те обстоятельства, что по зависимости $u/c_0=f(\beta_2, \alpha_2, \rho)$ постоянные значения d_k , ρ_k и фиксированные величины h_0 , β_{2k} однозначно определяют угол α_{2k} ; а величина $(\bar{W}_x/\bar{t}_k)$ примерно однозначно зависит от угла β_{2k} .

Так как по графику рис. 1, а фиксированным значениям

$[\gamma_2]$ и h_0 соответствуют определенные значения углов β_{2K} и α_{2K} , дополнительно на рис. 1, б построены графики зависимостей $[\gamma_2] = f(c_{2a}, \beta_{2K})$ и $[\gamma_2] = f(G/F, \beta_{2K})$.



а)



б)

Рис. 1. Характеристики ступени предельной мощности.
Исходные параметры: $n=3000$ об/мин; $d_K=1,0$ м; $\tau_n=350$ кг/см²;
 $b_K/l=1$; $i_K=0,5$; $p_K=0$.

а — $[\gamma_2] = f(h_0, \beta_{2K})$;
б — $[\gamma_2] = f(G/F, \beta_{2K})$, $[\gamma_2] = f(c_{2a}, \beta_{2K})$.

Совмещая вторую и третью области влияния γ_2 на расход рабочего тела через ступень для предельного случая, когда $b_K/l=1$, графики рис. 1 упрощают выбор оптимальных по

величине расхода рабочего тела и, соответственно, мощности турбины значений β_{2K} , α_{2K} , ρ_K лимитирующей ступени.

По рис. 1 в случае, когда предельную мощность турбины ограничивает пропускная способность лимитирующей ступени, угол β_{2K} следует принимать максимальным, а угол α_{2K} — минимальным. Если предельную мощность турбины ограничивает величина $N_{ст.пр}$ лимитирующей ступени, то угол β_{2K} должен быть минимальным, при этом величины α_{2K} и ρ_K на мощность турбины влияния не оказывают. Для мощных ступеней допустимые значения этих характеристик приняты в пределах: $\beta_{2K}=22 \div 31^\circ 40'$; угла $\alpha_{2K}=70 \div 110^\circ$; степени реакции $\rho_K=0 \div 7,5\%$.

Для ступени, у которой даже при предельных значениях β_{2K} , α_{2K} , ρ_K и при $b_K/l=1$ сохраняется неравенство $\gamma_2 > [\gamma_2]_{d_K=idem}$, принятая первоначально величина d_K должна

быть снижена в $\sqrt{\frac{\gamma_2}{[\gamma_2]_{d_K=idem}}}$ раз. В том случае, если

для ступени с принятыми параметрами $\gamma_2 < [\gamma_2]_{d_K=idem}$ по формуле $\frac{b_K}{l} = \left(\frac{b_K}{l}\right)_{d_K=idem} \sqrt{\frac{\gamma_2}{[\gamma_2]_{d_K=idem}}}$ можно оценить

характеристику b_K/l рабочего колеса, соответствующую $\tau_n=350$ кг/см². При этом значение $[\gamma_2]$ от площади выхлопа не зависит, что значительно упрощает исследования.

На основе описанных свойств значения $[\gamma_2]$ и соотношения величин γ_2 и $[\gamma_2]$ ступени, ограничивающей расход рабочего тела и мощность турбины, разработана методика определения предельной мощности турбины и оценки геометрических размеров ее проточной части.

При анализе первых ступеней вместо величины $[\gamma_2]$ целесообразнее пользоваться допустимым по прочностным характеристикам изгиба значением начального давления рабочего тела в турбине $[p_0]$:

$$[p_0] = RT_0 [\gamma_2] \left(1 - \eta_{изл} \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{h_0^1}{ART_0} \right) \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{h_0^1}{ART_0} \right)^{-\frac{\kappa}{\kappa - 1}},$$

сопоставляя с ним начальное давление p_0 .

III. ПРЕДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИН ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Расчеты показали, что предельную мощность перспективных турбин на водяном паре с повышенными начальными параметрами так же будет лимитировать пропускная способность последней ступени. При этом для сохранения l рабо-

чих лопаток первых ступеней потребуется снижение корневых диаметров. Повышение начальных параметров пара оказывает слабое влияние на предельную мощность пароводяной турбины. Только введение второго промпрегрева позволяет повысить эту величину на 30%. Известно, что существенного повышения предельной мощности пароводяной турбины до 200 Мвт можно достичь применением легких сплавов на основе титана для изготовления рабочих лопаток последних ступеней. Наибольшее увеличение предельной мощности пароводяной турбины может дать снижение числа оборотов ротора. Так, с уменьшением числа оборотов до 1500 об/мин достижима предельная мощность турбины, равная 500 Мвт.

Схемы созданных и проектируемых газотурбинных установок, работающих по замкнутой схеме (ЗГТУ), как правило,—простейшие с одноступенчатым расширением и регенерацией. Расчетами предельной мощности турбин ЗГТУ с разными рабочими телами определены границы возможного изменения этой величины при изменении уровня давлений в установках. Гелий, как рабочее тело, обеспечивает наибольшую предельную полезную мощность турбины ЗГТУ—400 ÷ 1000 Мвт. Предельная полезная мощность турбины, в которой рабочим телом будет воздух или углекислота, составит 300 ÷ 500 Мвт. Это же значение в случае применения аргона может быть доведено только до 150 ÷ 250 Мвт.

Влияние свойств низкокипящих рабочих тел на предельную мощность турбины проанализировано для установок по определенным циклам при параметрах, оптимальных по к.п.д. Для анализа отобраны циклы с двухфазным сжатием на углекислоте (CO₂) и на гексафториде серы (SF₆), а также циклы с жидкостным сжатием на SF₆ и на октафторциклобутане (C₄F₈). Расчеты показали, что по циклу с двухфазным сжатием и углекислотой, как рабочим телом, при освоенных размерах рабочих лопаток возможно создание компактных турбин с полезной предельной мощностью, равной 750 Мвт. Максимальная величина хорды у рабочих лопаток такой турбины ограничена 314 мм при максимальной высоте 600 мм и корневом диаметре 1200 мм. Цикл с двухфазным сжатием на SF₆ предпочтителен для транспортных энергетических установок. При низком начальном давлении (~ 65 ата) возможно создание компактных турбин с полезной предельной мощностью до 200 Мвт. Предельная полезная мощность турбин установок по циклу с жидкостным сжатием и SF₆ или C₄F₈ в качестве рабочих тел может быть доведена, соответственно, до 100 Мвт и 300 Мвт. При этом из-за высокой плотности рабочего тела в первых ступенях предельную мощность турбины с гексафторидом серы будет

ограничивать допустимая по характеристикам изгиба величина мощности первой ступени.

Представленные проекты турбин углекислотных энергетических установок мощностью 500, 1000, 2000 Мвт по циклу с двухфазным сжатием и комбинированной регенерацией более полно иллюстрируют специфику конструкций турбин с высокой плотностью рабочего тела.

IV. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МАСШТАБНОГО ФАКТОРА НА АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКОЙ РЕШЕТКИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

Из-за высокой плотности рабочего тела и сравнительно малых теплоперепадов ступеней для облопачивания большинства турбин предельной мощности, использующих в качестве рабочих тел вещества с большим молекулярным весом (CO₂, Ar и т. д.), характерны высокие значения хорды, малые относительные высоты l , большие числа Re и дозвуковые скорости потока в межлопаточных каналах. Используя принципы моделирования, представилось возможным определить экспериментально аэродинамические характеристики плоских решеток рабочих лопаток с подобными конструктивными и режимными параметрами, продув их воздухом.

Цель эксперимента — исследование влияния масштабного фактора на профильные и концевые потери плоской решетки лопаток активного типа при высоких числах Re и умеренных $M \leq 0,3$ путем изменения хорды профиля. Статическим продувкам воздухом подвергнуты четыре плоских пакета прямых лопаток профиля Р2-2 шириной 70, 100, 140 и 200 мм. Характер полученных зависимостей для аэродинамических характеристик и исследования структуры потока позволяют оценивать потери в решетках лопаток с хордой 300 мм и выше турбин предельной мощности.

Экспериментальная установка представляет аэродинамическую трубу разомкнутого типа для продувки плоских пакетов рабочих лопаток с постоянным углом набегающего потока. Основная особенность конструкции — большая производительность воздухоподающих средств (~ 4,5 м³/сек). Схема и методика замеров, методика обработки данных измерений — общепринятые для установок подобного класса.

Получено, что при низких дозвуковых скоростях обтекания ($M \leq 0,3$) и равных числах Re масштабный фактор не оказывает влияния на величину коэффициента профильных потерь (рис. 2). Отклонения отдельных точек от обобщенной

зависимости $\zeta_{пр} = f(Re)$, не превышают $\pm 0,5\%$ (абсолютных) по величине $\zeta_{пр}$. В экспериментах в зоне условной автоточности по числу Re влияние изменения относительной шероховатости на значения $\zeta_{пр}$ сказывалось незначительно, из-за высокой чистоты обработки поверхности ($\nabla 7$) и больших значений хорд исследованных лопаток.

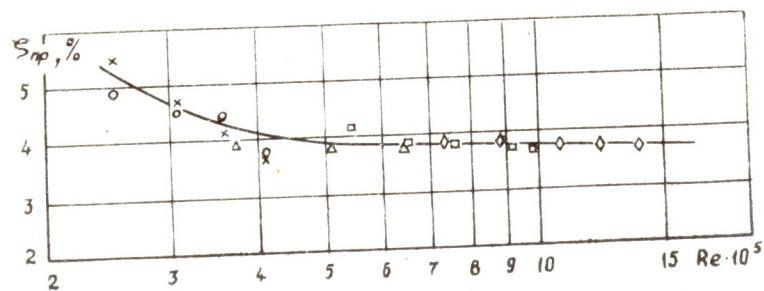


Рис. 2. Коэффициент профильных потерь лопаток профиля P2-2 в зависимости от числа Re :
X — P2-2-60; O — P2-2-70; Δ — P2-2-100; $\square$ — P2-2-140; $\diamond$ — P2-2-200.

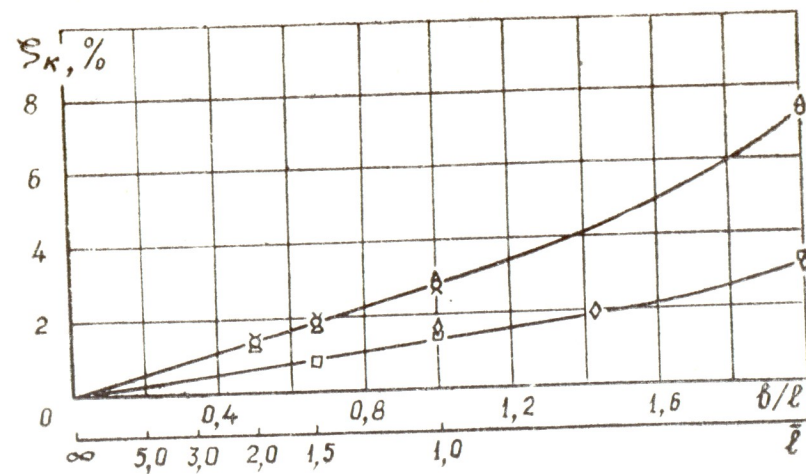
Для геометрически подобных решеток лопаток профиля P2-2 коэффициент концевых потерь заметно снижается при увеличении хорды профиля от 103 до 144 мм (рис. 3,а). Для пакетов лопаток с хордами 103 мм и меньше получена общая однозначная зависимость коэффициента концевых потерь от относительной высоты лопатки. Аналогичная зависимость получена для пакетов лопаток с хордами 144 и 206 мм. Исследования структуры потока за решетками показали, что с увеличением хорды свыше 103 мм при $\bar{l} = idem$ коэффициенты суммарных и концевых потерь уменьшаются из-за снижения вторичных перетеканий при снижении отрывных течений у торцов канала.

По зависимости коэффициента концевых потерь от числа Re (рис. 3,б), полученной путем изменения хорды профиля при $\bar{l} = idem$, в области чисел $Re = (5 \div 7) \cdot 10^5$, наблюдается снижение ζ_k наиболее резкое при $\bar{l} < (1,0 \div 1,5)$. Отмеченная зона по числам Re , примерно, соответствует «переходной зоне» зависимости $\zeta_{пр} = f(Re)$.

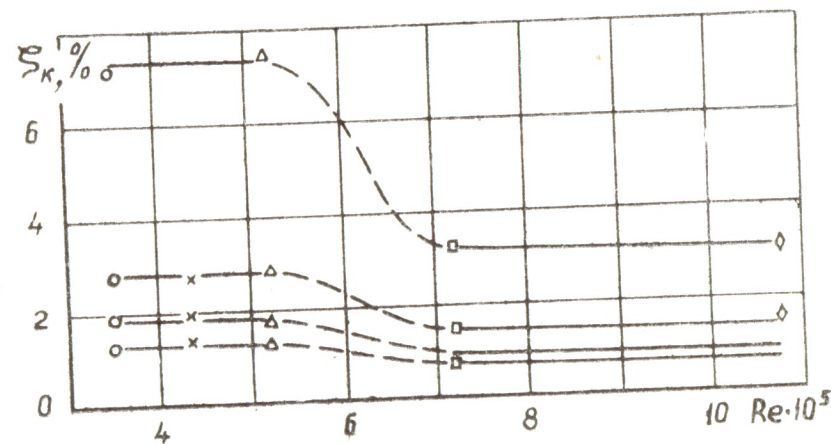
Можно предположить, что снижение коэффициента концевых потерь при $Re = (5 \div 7) \cdot 10^5$, связанное с соответствующим снижением интенсивности отрывных вторичных течений, обусловлено переходом от ламинарного к турбулентному режиму течения потока в околоторцевых сечениях.

С ростом хорды профиля от 103 до 144 мм и выше при соответствующем росте числа Re в интервале $(5 \div 7) \cdot 10^5$ скоростной коэффициент ψ плоского обложения профиля

P2-2 увеличивается на $\sim 2\%$ при $\bar{l} = 0,5$; на $\sim 0,7\%$ при $\bar{l} = 1,0$ и на $\sim 0,35\%$ при $\bar{l} = 2,0$.



а)



б)

Рис. 3. Коэффициент концевых потерь решетки лопаток профиля P2-2 в зависимости от относительной высоты лопатки (а) и от числа Re (б):
X — P2-2-60; O — P2-2-70; Δ — P2-2-100; $\square$ — P2-2-140; $\diamond$ — P2-2-220

Для кольцевых решеток с малым числом рабочих лопаток и ярко выраженной двойной кривизной линий тока возможны отклонения выявленных зависимостей аэродинамических характеристик от размеров канала, что требует дополнительных экспериментальных исследований.

Общие выводы

1. Для анализа предельной мощности турбин перспективных энергетических установок разработан обобщенный метод оценки этой величины, учитывающий возможность ее ограничения не только пропускной способностью, но и мощностью лимитирующей ступени. Лимитирующей может стать любая из ступеней, не обязательно последняя.

2. Выполненный анализ влияния корневого диаметра лимитирующей ступени на предельную мощность турбины показал, что независимо от вида ограничения предельного расхода максимальная предельная мощность турбины достижима при максимальном значении корневого диаметра.

3. Если предельную мощность турбины ограничивает допустимая по прочностным характеристикам изгиба мощность лимитирующей ступени, то для такой ступени целесообразно принимать неосевой выход с углом $\alpha_{2к} > 90^\circ$ при минимальном угле $\beta_{2к}$.

4. Для ступени, ограничивающей предельную мощность турбины значением пропускной способности, следует принимать $\alpha_{2к} \leq 90^\circ$ при максимальном $\beta_{2к}$.

5. Каждому выбранному значению корневого диаметра лимитирующей ступени соответствует определенное оптимальное значение удельного веса рабочего тела на выходе $[\gamma_2]$, при котором мощность ступени и расход через нее максимальны.

6. Сопоставление значений γ_2 и $[\gamma_2]$ по ступеням позволяет без детальных расчетов выявить лимитирующую ступень; определить вид ограничения, допустимую величину расхода, а по ней и предельную мощность турбины; оценить основные геометрические размеры проточной части.

7. Предельная мощность пароводяных турбин в перспективе может быть доведена до $200 \div 500 \text{ Мвт}$; газовых турбин, работающих по разомкнутым циклам, до $100 \div 250 \text{ Мвт}$. Гелий, как рабочее тело, обеспечивает наибольшую предельную мощность турбины ЗГТУ — $400 \div 1000 \text{ Мвт}$. Из рассмотренных установок по циклам с «низкокипящими» рабочими телами (углекислота, гексафторид серы, октафторциклобутан) наибольшая предельная полезная мощность, равная 750 Мвт , достижима у турбин установки с двухфазным сжатием и комбинированной регенерацией на углекислоте.

8. Экспериментальное исследование показало, что влияние масштабного фактора на величину коэффициента проточных потерь при изменении хорды облоачивания практически можно учитывать через число Re .

Резкое снижение концевых потерь имело место в области чисел $Re = (5 \div 7) \cdot 10^5$. В этом интервале чисел Re скорост-

ной коэффициент ψ плоского облоачивания профиля Р2-2 увеличивается на $\sim 2\%$ при $\bar{l}=0,5$; на $\sim 0,7\%$ при $\bar{l}=1,0$ и на $\sim 0,35\%$ при $\bar{l}=2,0$.

Результаты эксперимента позволили уточнить выбор минимальной относительной высоты рабочей лопатки, необходимой для расчета предельной мощности турбин с повышенной плотностью рабочего тела.

Материалы диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Гохштейн Д. П., Аксельбанд А. М., Дехтярев В. Л., Олесеви́ч Е. К. Предельная мощность турбин энергетических установок. «Теплоэнергетика», 1968, № 12.
2. Олесеви́ч Е. К. Анализ прочности профилей рабочих лопаток турбин. «Энергомашиностроение», 1967, № 3.
3. Дехтярев В. Л., Олесеви́ч Е. К., Халайджин В. Н. Особенности проточных частей машин углекислотной энергетической установки большой мощности. «Энергомашиностроение», 1966, № 11.
4. Гохштейн Д. П., Дехтярев В. Л., Олесеви́ч Е. К. и др. Углекислотная энергетическая установка средней мощности. «Энергомашиностроение», 1964, № 11.

Результаты исследований по теме диссертации доложены на следующих конференциях:

1. XXV научная конференция Одесского технологического института им. М. В. Ломоносова, Одесса, 1963.
Олесеви́ч Е. К. Особенности турбин большой мощности углекислотных установок.
2. XXVI научная конференция Одесского технологического института им. М. В. Ломоносова, Одесса, 1964.
Олесеви́ч Е. К., Дедов С. С. Вопросы методики экспериментальных исследований по продувке плоских решеток с большими хордами.
3. XXVII научная конференция Одесского технологического института им. М. В. Ломоносова, Одесса, 1965.
Олесеви́ч Е. К., Дедов С. С., Бильдер З. П., Лунов В. Г., Слободяник Н. П. Результаты проработок проточной части однопоточных турбин углекислотной энергетической установки мощностью 1000 Мвт .
4. XXIX научная конференция Одесского технологического института им. М. В. Ломоносова, Одесса, 1967.

Бильдер З. П., Дедов С. С., Дехтярев В. Л.,
Лунев В. Г., Олесевич Е. К., Слободяник Н. П.
Некоторые результаты экспериментального исследования лопаточных решеток с большими хордами.

Подписано к печати 10.IV.69 г. Формат набора 60×90/16
1,25 печ. л. 1,125 уч.-изд. л. БР 04107. Зак. № 1586. Тир. 200.

Городская типография управления по печати Одесского облисполкома.
ц. № 3, ул. Чижикова, № 17.