

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

КИЕВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

В. А. АБЛАМСКИЙ

ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ
ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК
СО СВОБОДНОПОРШНЕВЫМИ
ГЕНЕРАТОРАМИ ГАЗА

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

КИЕВ—1966

Проректору по н/р

Направляем Вам для ознакомления 1 экз. автореферата диссертации В. А. Абламского «Переменные режимы работы газотурбинных установок со свободнопоршневыми генераторами газа», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, прислать на автореферат отзыв в двух экземплярах и принять участие в заседании Ученого совета, посвященного защите диссертации.

Защита диссертации назначена на « 30 » IX 1966 г.

Отзывы направлять по адресу: Киев-56, Брест-Литовский проспект, 39.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь

(Г. М. ИЩЕНКО)

Диссертация выполнена в Киевском ордена Ленина политехническом институте на кафедре паровых и газовых турбин.

ВВЕДЕНИЕ

Директивы XXIII съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1966—1970 годы предусматривают значительное развитие газотурбостроения.

При осуществлении задач по внедрению газовых турбин в энергетику, промышленность и транспорт для силовых установок небольшой мощности определенную перспективность представляют газотурбинные установки со свободнопоршневыми генераторами газа (СПГГ). Эти установки позволяют осуществлять термодинамические циклы с максимальными температурами $\sim 1600^\circ\text{C}$ и давлениями ~ 150 бар и общим эффективным к. п. д. $\sim 30 - 36\%$. В газотурбинных установках с СПГГ рабочим телом служит выхлопной газ СПГГ при умеренных начальных параметрах (давления $\sim 4 - 5$ бар и температуры $\sim 450 - 600^\circ\text{C}$), что позволяет применять для газовых турбин относительно недорогие материалы. Указанными обстоятельствами, в основном, и объясняются высокие технико-экономические показатели газотурбинных установок с СПГГ.

Газотурбинные установки с СПГГ являются сравнительно новым типом двигателей и теория их еще не получила достаточно полного развития. Главным образом это относится к вопросам переменных режимов работы таких установок. Приближенным инженерным решениям этих задач в основном и посвящена настоящая диссертационная работа. Актуальность этих вопросов подтверждается заводской практикой создания газотурбинных установок с СПГГ, обоснованное проектирование которых должно вестись с учетом их работы и регулирования на переменных режимах в соответствии с внешними нагрузками. В начальных стадиях проектирования эти вопросы целесообразно рассматривать посредством соответствующих приближенных инженерных решений, по которым удобно производить качественную оценку различных конструктивных вариантов.

Рассматриваемые теоретические зависимости переменных режимов сравниваются с экспериментальными данными, полученными в 1964 г. на первой отечественной газотурбинной

установке, созданной Луганским тепловозостроительным и Полтавским турбомеханическим заводами для перекачки нефти.

На основании теоретических исследований и экспериментального материала в диссертации рассмотрены представляющие интерес следующие малоизученные вопросы:

- определение совместных режимов работы СПГГ и газовой турбины;
 - определение характеристик работы газотурбинной установки с СПГГ;
 - задачи регулирования газотурбинной установки с СПГГ;
 - качественная оценка различных схем подвода газа к турбине;
 - приемистость газотурбинной установки с СПГГ;
 - определение номинальных параметров тяговых газотурбинных двигателей с СПГГ по минимуму эксплуатационных расходов (расчетных затрат) или конструктивных габаритов.
- При рассмотрении упомянутых вопросов использованы новые приближенные уравнения;
- расхода газа через проточную часть турбины с конечным числом ступеней при докритических режимах течения;
 - потерь давлений в газопроводах и патрубках;
 - линейных зависимостей мощности от коэффициентов режимов и перепадов давлений;
 - механических к. п. д. турбины и передачи в различном конструктивном выполнении.

1. ОСОБЕННОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ С СПГГ

Характеристики возможных режимов работы изолированных СПГГ и турбины существенно отличаются от зависимостей их совместной работы. Это объясняется взаимозависимостью параметров на выходе из СПГГ и перед турбиной, которые определяются равенством производительности СПГГ по газу и пропускной способностью проточной части турбины и газопроводов. При этом подвод газа к турбине обычно осуществляется от Z_r параллельно работающих СПГГ, имеющих на выходе практически одинаковые параметры и расходы газа (так называемые синхронная работа и регулирование).

Для некоторых генераторов газа (например СПГГ с изменяющимися на переменных режимах наружными мертвыми точками поршней) характерно наличие низших пределов давлений газа $P_{r_{z_{\min}}}$, ниже которых Z_r СПГГ не могут давать газ на проточную часть турбины. В случае необходимости работы газотурбинных установок с такими СПГГ на режимах с давлениями $P_r < P_{r_{\min}}$ обычно производится отключение

от турбины одного из СПГГ или изменяются направления потоков газа. Наиболее простое осуществление регулирования изменением направлений потоков газа возможно посредством выпуска в атмосферу части газов после СПГГ.

Рассматриваемые особенности переменных режимов турбины и СПГГ удобно учитывать посредством диаграмм их совместной работы.

II. ДИАГРАММА СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ СПГГ И ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Для построения диаграммы совместной работы определенные удобства представляют графо-аналитические способы, что предопределяется сложностью функциональных зависимостей для параметров СПГГ.

Методику определения характеристик (зависимостей расходов и температур газа от давлений) диаграммы совместной работы рассмотрим применительно к синхронной параллельной работе Z_r СПГГ на турбину с постоянной прочной частью. При этом не в ущерб общему характеру рассматриваемой методики воспользуемся экспериментальными характеристиками для СПГГ с изменяющимися на переменных режимах наружными мертвыми точками поршней.

Представляя функцию температуры газа t_r приближенной однозначной зависимостью от давления, воспользуемся при этом зависимостью для температуры при работе одного СПГГ (для t_r в принципе можно использовать и другие более сложные зависимости).

Построение расходной характеристики совместных режимов заключается в наложении функций расходов через газовую турбину на соответствующие экспериментальные зависимости СПГГ. При этом возможные расходы газа на турбины ограничиваются линиями максимальных и минимальных расходов, подобных соответствующим характеристикам единичного СПГГ.

Линии расходов газа на турбину от СПГГ при постоянных температурах строятся по точкам постоянных температур ($t_{r_1}, t_{r_2}, t_{r_3}, \dots$), намечаемых посредством характеристики t_r на линиях граничных расходов. Получаемая таким образом область возможных режимов СПГГ еще не позволяет установить параметры газотурбинной установки, которые зависят от пропускной способности турбины G_r и соответствующих гидравлических сопротивлений газопроводов и патрубков.

Задачу учета влияния на расходы газа гидравлических сопротивлений трубопроводов и патрубков турбины представляется удобным решать методом последовательных прибли-

жений посредством коэффициентов давлений γ , определяющих потери давлений газа на входе в проточную часть турбины и выходе из нее. Зависимости для γ рассматриваются в пункте «б» раздела IV.

Для учета взаимосвязи работы СПГГ, турбины и газопроводов удобно исходить из уравнения сохранения массы при постоянном числе оборотов ротора турбины ($n_T = \text{const}$)

$$\sum_{i=1}^{z_T} G_T = G_T. \quad (1)$$

Нанесение на расходные характеристики СПГГ линий расходов газа через турбину G_T при постоянных температурах $t_{r1}, t_{r2}, t_{r3}, \dots$ и $n_T = \text{const}$ позволяет по точкам пересечения линий соответствующих изотермических расходов построить искомую характеристику совместных режимов турбины и СПГГ, которая удовлетворяет уравнению (1).

Учитывая возможное увеличение пропускной способности проточной части турбины при снижении числа оборотов ее ротора, для газотурбинных установок, работающих в широком диапазоне изменения оборотов, расходные характеристики совместных режимов целесообразно строить для трех-четырех постоянных значений чисел оборотов — n_T . При этом рабочая расходная характеристика будет определяться упомянутым семейством характеристик совместных расходов (при $n_T = \text{const}$), зависимостью внешней нагрузки от оборотов и соответствующими характеристиками эффективной мощности N газотурбинной установки, которые рассматриваются ниже.

Рассмотренная диаграмма совместных режимов не только определяет расход газа и его параметры за СПГГ, но и позволяет находить аналогичные параметры перед турбиной на всех режимах ее работы (с учетом рассмотренных выше факторов и числа СПГГ).

III. ВНЕШНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С СПГГ

Работа газотурбинной установки характеризуется эффективной мощностью

$$N_e = 10^{-3} G_T H \eta_{oe}, \quad (2)$$

и относительным эффективным к. п. д.

$$\eta_{oe} = \eta_{oi_T} \eta_m, \quad (3)$$

где H — изоэнтروпийный теплоперепад в проточной части тур-

бины, η_{oi_T} и η_m — относительный внутренний к. п. д. турбины и общий механический к. п. д.

Функции N_e и η_{oe} можно считать основными внешними характеристиками газотурбинной установки на переменных режимах. Эти величины удобно представлять по соответствующим диаграмме совместной работы зависимостям N_e и η_{oe} от P_r

$$N_e = f_N(P_r)_{n_T = \text{const}}, \quad (4)$$

$$\eta_{oe} = f_{\eta}(P_r)_{n_T = \text{const}} \quad (5)$$

или безразмерными функциями

$$\bar{N}_{em} = f_{\bar{N}}(K_p)_{n_T = \text{const}}, \quad (6)$$

$$\bar{\eta}_{oem} = f_{\eta}(K_p)_{n_T = \text{const}}. \quad (7)$$

В определяемых обычно по графо-аналитическим расчетам или экспериментальным данным характеристиках (4) — (7) f обозначает функции соответствующих величин (указываемых индексами);

$$\bar{N}_{em} = N_e / N_{e_{\max}} \text{ и } \bar{\eta}_{oem} = \eta_{oe} / \eta_{oe_{\max}}, \quad N_{e_{\max}} \text{ и } \eta_{oe_{\max}} —$$

максимальные величины мощности к. п. д., коэффициент перепадов давлений определяется зависимостью

$$K_p = \frac{P_n - P_z}{P_{n_{\max}} - P_{z_{\max}}}, \quad (8)$$

где P_n и P_z — давления на входе и выходе из проточной части турбины.

Как следует из экспериментальных данных, для мощности N_e имеет место линейная зависимость от K_p , которая подобна аналогичным зависимостям мощности паровых турбин от G_T или P_n . Анализ расчетных и экспериментальных данных показывает, что и другие виды мощности линейно зависят от K_p (в частности располагаемая и внутренняя мощности турбины). В результате изменения мощности представляется возможным характеризовать посредством коэффициентов режимов

$$\bar{N} = \frac{N}{N_{\max}} = \frac{\bar{N}}{K_p - K_{p_{\min}}}, \quad (9)$$

где $\bar{N} = N / N_{\max}$ — относительная мощность и $K_{p_{\min}}$ — минимальное значение K_p , при котором $\bar{N} = 0$.

В частном случае γ_N представляется отношением параметров Мелана, что позволяет рассматривать γ_N в качестве соответствующего критерия переменных режимов при постоянном числе оборотов и считать

$$\gamma_N = \text{const.} \quad (10)$$

В зависимости от особенностей конструкции и регулирования турбин возможны и нелинейные изменения мощности.

Линейные зависимости мощности от коэффициентов перепадов давлений позволяют значительно сократить вычислительную работу при расчете переменных режимов газотурбинной установки, т. к. для построения рассматриваемых характеристик можно ограничиваться расчетом только 2-х режимов (при $n = \text{const}$).

IV. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С СПГГ

Из уравнений (2), (3) следует, что внешние характеристики зависят от G_T , H , η_{oi_T} , η_m , определение которых и составляет обычно основное содержание расчетов переменных режимов.

а. Расход газа

В случае докритических режимов течения газа через проточную часть турбины с числом ступеней z , определение G_T можно производить посредством известного соотношения v^2 -го метода А. Стодола:

$$G_T = \sqrt{\frac{\sum_1^z \frac{h_{ni}}{v_{2i}^2}}{\sum_1^z \Delta\Phi_i}}, \quad (11)$$

где h_{ni} — располагаемый изоэнтропийный теплоперепад в i -ой ступени; v_{2i} — удельный объем газа на выходе из рабочих лопаток i -ой ступени; $\Delta\Phi_i$ — параметрическая функция, определяемая проточными частями направляющих и рабочих лопаток, реактивностью и др. параметрами i -ой ступени. Так как при $1 \leq z \leq \infty$ функция числителя подкоренного выражения (11) должна удовлетворять очевидным граничным условиям

$$\frac{h_{ni}}{v_{2i}^2} \leq \sum_1^z \frac{h_{ni}}{v_{2i}^2} \leq \int_{P_n}^{P_z} \frac{dh}{v^2},$$

то величину $\sum_1^z h_{ni}/v_{2i}^2$ с достаточной точностью можно пред-

ставить следующей интерполяционной зависимостью.

$$\sum_1^z \frac{h_{ni}}{v_{2i}^2} \approx \frac{1}{z} \left(\frac{h_{ni}}{v_{2i}^2} \right) + \frac{z-1}{z} \int_{P_n}^{P_z} \frac{dh}{v^2}.$$

В дальнейших выкладках h_{ni}/v_{2i}^2 удобно выражать через соответствующие величины средней ступени (в зависимости от начальных P_n , v_n и конечных P_z параметров газа в проточной части турбины)

$$\frac{h_{ni}}{v_{2i}^2} \approx \frac{P_n}{z m v_n} (1 + \alpha) a \cdot b,$$

а интегральную функцию представить посредством известного соотношения Г. Флюгеля

$$\int_{P_n}^{P_z} \frac{dh}{v^2} \approx \frac{P_n}{v_n} \times \frac{d}{\varepsilon}.$$

Подставляя в уравнение (11) приведенные выше значения составляющих функции $\sum_1^z \frac{h_{ni}}{v_{2i}^2}$, получим следующие приближенные зависимости для абсолютного

$$G_T \approx \frac{P_n}{\sqrt{P_n} v_n} \sqrt{\frac{\frac{1}{z^2 m} (1 + \alpha) a b + \frac{z-1}{z} \cdot \frac{d}{\varepsilon}}{\sum_1^z \Delta\Phi_i}} \quad (12)$$

и относительного расхода газа

$$G_T = \frac{G_T}{G_{T0}} \approx \Phi \frac{P_n}{P_{n0}} \sqrt{\frac{\frac{P_{n0} v_{n0}}{P_n v_n} \left[\frac{1}{z^2 m} (1 + \alpha) a b + \frac{z-1}{z} \cdot \frac{d}{\varepsilon} \right]}{\frac{1}{z^2 m} (1 + \alpha_0) a_0 b_0 + \frac{z-1}{z} \cdot \frac{d_0}{\varepsilon_0}}}, \quad (13)$$

где индекс «0» обозначает номинальные значения величин.

В уравнениях (12), (13) используются такие обозначения: $m = (k - 1)/k$, k — показатель адиабаты, α — коэффициент возврата тепла, $\alpha = 1 - \beta^m$, $\beta = P_z/P_n$, $d = 1 - \beta^\varepsilon$,

$$\varepsilon = 2 - m \eta_{oi_f}, \quad S = 2 \left(\frac{1}{m} - \eta_{oi_f} \right), \quad b = \left[1 - \frac{z+1}{2z} (1 - \beta^m) (1 + \alpha) \right]^S,$$

η_{oi_i} — относительный внутренний к. п. д. средней (индекс «i») ступени, а функция

$$\bar{\Phi} = \sqrt{\left(\sum_1^z \nabla \Phi_i\right) / \left(\sum_1^z \Delta \Phi_i\right)}$$

учитывает влияние проточной части и числа оборотов ротора турбины.

В некоторых случаях уравнения (12), (13) допускают использование ряда упрощающих условий (например считать $\alpha = \alpha_0 = 0$ и $\varepsilon = 2$), а также позволяют оценить влияние числа ступеней на расходные характеристики турбины и учесть возможные изменения проточной части.

В частных случаях

$$z = 1$$

и $z \rightarrow \infty \quad \Phi = 1$

уравнения (12), (13) преобразуются в известные зависимости расходов через одну ступень и уравнение Стодоля-Флюгеля.

Анализ расходных характеристик посредством уравнения (13) показывает, что влияние на расходы газа числа ступеней можно не учитывать при $Z \geq 6$ и работе турбины на таких режимах:

$$0,98 \leq \bar{\beta} \leq 1 \quad \text{при } z = 1,$$

$$0,88 \leq \bar{\beta} \leq 1 \quad \text{при } z = 2,$$

$$0,73 \leq \bar{\beta} \leq 1 \quad \text{при } z = 3,$$

$$0,54 \leq \bar{\beta} \leq 1 \quad \text{при } z = 4,$$

$$0,27 \leq \bar{\beta} \leq 1 \quad \text{при } z = 5,$$

где $\bar{\beta} = \beta/\beta_0$.

При критических режимах течения газа и неизменной проточной части, соотношения между расходами газа через турбину, как известно, определяются начальными параметрами

$$\bar{G}_{ти} = \frac{G_{т}}{G_{ти}} = \sqrt{\frac{P_{п} v_{п}}{P_{пи} v_{пи}}}, \quad (14)$$

где индексом «и» обозначены параметры исходного критического режима.

6. Изэнтропийный теплоперепад

Изэнтропийный теплоперепад газа в проточной части турбины определяется зависимостью

$$H = \frac{P_{п}^* v_{п}^*}{m} (1 - \beta^{*m}) - \frac{C_{2z}^2}{2} \quad (15)$$

в которой индексами «*» обозначены величины, относящиеся к начальным параметрам заторможенного потока, а C_{2z} — скорость газа на выходе из проточной части.

Для определения составляющих уравнения (15) в общем необходимо учитывать перепады давления газа $\Delta P_{вх}$ между СПГГ и турбинной проточной частью, а также на выходе из нее — $\Delta P_{в}$. Эти перепады давлений удобно учитывать посредством коэффициентов давлений

$$\nu_1 = P_{п}^*/P_{г} = 1 - \frac{\Delta P_{вх}}{P_{г}},$$

$$\nu_z = P_z/P_a = 1 + \frac{\Delta P_{в}}{P_a},$$

где P_a — давление в конце выходного газопровода.

Учитывая пропорциональность скорости и плотности газа величине расхода $\bar{G}_т$, перепад давления на входе в турбину можно выразить в форме линейной зависимости

$$\Delta P_{вх} \approx \Delta P_{вх0} \bar{G}_т.$$

На основании экспериментальных данных можно также считать

$$\Delta P_{в} \approx \Delta P_{в0} \bar{G}_т.$$

Последние соотношения для перепадов давлений дают следующие приближенные зависимости для коэффициентов

$$\nu_1 \approx 1 - \frac{\Delta P_{вх0}}{P_{г}} \bar{G}_т, \quad (16)$$

$$\nu_z \approx 1 + \frac{\Delta P_{в0}}{P_a} \bar{G}_т. \quad (17)$$

Изменение скоростей на переменных режимах можно оценивать пропорционально изменению объемных расходов газа

$$c_{2z} \approx c_{2z0} \bar{G}_т v'_z/v'_{z0}, \quad (18)$$

где v^1_z — удельные объемы в конце изэнтропийных процессов расширения газа в проточной части.

в. Относительный внутренний к. п. д.

На основании известных соотношений теории турбомашин относительный внутренний к. п. д. турбины можно определять как

$$\eta_{oiT} \approx [(1 + \alpha) + \zeta_c] (1 - \zeta_{yko}) \eta_{oiF}, \quad (19)$$

где

$$\zeta_c = \frac{m}{2} \cdot \frac{(c_n^2 - c_{22}^2)}{P_n v_n (1 - \beta^m)},$$

$$\eta_{oiF} \approx \eta_{oiF0} \cdot \bar{\eta}_{oL} = \eta_{oiF0} [\mu_{mf} - (\eta_{mf} - 1) v_f] v_t,$$

$$\bar{v}_f = v_f / v_{f0} \approx \bar{n} / \bar{V} \bar{H}, \quad \bar{n} = n_t / n_{t0}, \quad \bar{H} = H / H_0,$$

$$\mu_{mf} = \left(1 + \frac{2}{\eta_{oL} v_{f0}^2} \right), \quad \eta_{oiF0} \text{ и } \eta_{oL} v_{f0}^2 - \text{относительные}$$

к. п. д. средней ступени (внутренний и на венцах лопаток) и v_{f0} — ее коэффициент быстроходности, c_n — скорость газа на входе в проточную часть турбины, ζ_{yko} — потери через концевые уплотнения.

Определение внутреннего к. п. д. можно производить также посредством уточненного поступенчатого расчета турбины или экспериментальной зависимости для η_{oL} .

г. Механические к. п. д.

Общий механический к. п. д. газотурбинной установки определяется произведением механических к. п. д. турбины — η_{mT} и передачи — η_n :

$$\eta_m = \eta_{mT} \cdot \eta_n, \quad (20)$$

$$\eta_{mT} = 1 - \frac{N_{опT} + N_{упT} + N_{нT}}{N_{iT}},$$

$$\eta_n = 1 - \frac{N_{опн} + N_{упн} + N_n + N_{нн}}{N_{eT}},$$

в которых $N_{оп}$ и $N_{уп}$ — потери мощности в опорных и упор-

ных подшипниках турбины («т») и передачи («п»); N_n — расходы мощности на привод маслососов, связанных с роторами турбины или передачи; $N_{нT}$ — потеря мощности в рабочих элементах передачи (например зубчатом зацеплении), N_{iT} и N_{eT} — внутренняя и эффективная мощности.

Используя известные зависимости для относительных изменений потерь энергии в подшипниках, насосах и передачах, уравнения для η_{mT} и η_n можно выразить в функции от $\bar{n}$, $\bar{G}_T$ и N_e

$$\eta_{mT} = 1 - f_T(\bar{n}, \bar{G}_T, N_e, \dots), \quad (21)$$

$$\eta_n = 1 - f_n(\bar{n}, \bar{G}_T, N_e, \dots), \quad (22)$$

по которым, методом последовательных приближений, можно оценивать изменения механических к. п. д. на переменных режимах.

В частности, применительно к испытанной газотурбинной установке с механическим редуктором, упорным и опорными подшипниками скольжения и маслососом на валу турбины, к. п. д. определяются следующими явными формами уравнений (21) и (22):

$$\eta_{mT} \approx 1 - \zeta_{опT} \bar{n}^{1.7} - \zeta_{упT} \bar{G}_T^{0.5} \bar{n}^{1.5} - (\zeta_{эT} + \zeta_n) \bar{n}^3,$$

$$\eta_n \approx 1 - \zeta_{опн} \bar{n}^{1.7} - \zeta_n \bar{G}_T,$$

где ζ — соответствующие величины коэффициентов затраты энергии в опорных (упорных) подшипниках, на трение упорного диска, привод насоса и потери в зубчатом зацеплении (величины ζ зависят от η_{mT} , η_n , N_e и упомянутых затрат энергии на номинальном режиме).

V. ВОПРОСЫ РАБОТЫ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С СПГГ

Рассмотренная теория работы газотурбинных установок с СПГГ на переменных режимах позволяет решать ряд важных инженерных вопросов, которые необходимо учитывать при проектировании таких двигателей.

а. Схемы газотурбинных установок с СПГГ

В работе рассматриваются следующие основные тепловые

схемы, которые получили в настоящее время практическое распространение:

1. Подвод газа от СПГГ к турбине по общему подводящему трубопроводу.

2. Подвод газа к турбине по индивидуальным подводящим трубопроводам от каждого СПГГ к соответствующим сегментам направляющих лопаток.

Анализ работы газотурбинных установок с СПГГ посредством диаграмм совместной работы и уравнений для внешних характеристик показывает, что на переменных режимах схема «2» имеет определенные преимущества. Так, при этой схеме регулирование мощности газотурбинной установки посредством отключения отдельных СПГГ получается более экономичным. При такой схеме подвода газа имеет место также более высокая маневренность газотурбинного двигателя, что обеспечивается относительно меньшим снижением эффективной мощности при отключении отдельных СПГГ. Эти особенности и преимущества схемы «2» особенно ценны в случае использования СПГГ с изменяющимися наружными мертвыми точками поршней в газотурбинных установках, работающих в широком диапазоне переменных режимов.

Устройство газотурбинных установок по наиболее простой в конструктивном отношении схеме «1» в основном имеет смысл при работе рассматриваемых двигателей в сравнительно небольшом интервале нагрузок и наличия возможности резервирования мощности. Использование в будущем отработанных промышленных образцов СПГГ с постоянными наружными мертвыми точками поршней позволит значительно повысить достоинства устройства газотурбинных установок по схеме «1».

б. Регулирование газотурбинных установок с СПГГ

Для регулирования газотурбинных установок с СПГГ в настоящее время получили распространение системы синхронного регулирования параметров СПГГ, имеющие наиболее простое конструктивное устройство. При таком способе регулирования подача топлива синхронно изменяется в одинаковой мере на всех работающих параллельно СПГГ (эти изменения подачи топлива осуществляются автоматически от соответствующих импульсов нагрузки или в результате ручного управления).

Анализ внешних характеристик работы газотурбинных установок показывает, что в зависимости от схем газотурбинных установок и типа СПГГ регулирование мощности имеет некоторые отличительные особенности.

Подвод газа по общему трубопроводу и СПГГ с изменяющимися наружными мертвыми точками поршня

При работе газотурбинной установки в интервале режимов с N_e

$$N_{e_{z-1\max}} < N_e < N_{e_{z\min}}$$

регулирование мощности обычно осуществляется посредством частичного выпуска газа в атмосферу или изменением направления его потока каким-либо другим способом ($N_{e_{z-1}}$ и N_{e_z} — максимальные и минимальные мощности при работе $z_r = 1$ и z_r СПГГ).

На остальных режимах регулирование мощности осуществляется посредством изменения подачи топлива и отключения отдельных СПГГ.

Для наиболее экономичного регулирования мощности посредством выпуска газов в атмосферу необходимо поддерживать работу z_r СПГГ при возможно меньшем давлении P_r (вблизи его минимального значения $P_{r_{z\min}}$).

Подвод газа по индивидуальным трубопроводам и СПГГ с изменяющимися наружными мертвыми точками поршней

При таких схемах подвода газа внешние характеристики мощности газотурбинной установки при работе разного числа СПГГ обычно перекрываются, так что в рабочем диапазоне нагрузок нет необходимости работу СПГГ регулировать изменением направления газа. В результате, регулирование мощности газотурбинной установки может осуществляться только посредством изменения подачи топлива и отключения отдельных СПГГ. При этом, естественно, отсутствуют дополнительные потери энергии, связанные с изменением номинальных направлений потоков газа СПГГ, чем и предопределяется более высокая экономичность газотурбинных установок с индивидуальными подводящими газопроводами.

Большие преимущества имеет применение в газотурбинных установках СПГГ, работающих с неизменными наружными мертвыми точками поршней, которые на всех режимах (в том числе и холостом ходу) не требуют дополнительного изменения направления потоков газа.

Повысить экономичность работы газотурбинной установки и улучшить ее регулируемость на переменных режимах можно также посредством усложнения тепловой схемы.

Из рассмотренных примеров следует, что принципиальные

схемы, конструкции и работа систем регулирования тесно связаны с тепловой схемой газотурбинной установки и конструкцией СПГГ.

Данные для расчета систем регулирования, а также предварительная программа работы регулирующих органов определяются на основании соответствующих характеристик работы газотурбинных установок на переменных режимах и внешних нагрузок.

в. К определению номинальных параметров тяговых газотурбинных двигателей с СПГГ

Для некоторых специальных газотурбинных двигателей (например тяговые турбины транспортных и буровых установок с жесткими механическими передачами на ведущие колеса) характерны требования обеспечения на переменных режимах сравнительно высоких крутящих моментов. Эти требования не только определяют необходимость выбора номинальных параметров турбин по условиям возможно малого отклонения ее мощности в основном рабочем диапазоне изменения оборотов, но и предполагают возможность обеспечения пусковых крутящих моментов (моменты трогания), которые в общем выражаются следующей зависимостью

$$M_{e_{\max}} \approx M_{i_{\tau 0}} \mu'_{m_f} i_{n_{\max}}, \quad (23)$$

где $M_{i_{\tau 0}}$ — номинальный внутренний крутящий момент турбины, $M_{e_{\max}}$ — величина крутящего момента на ведущих колесах при трогании (обычно задается техническими условиями), $i_{n_{\max}}$ — максимальное передаточное отношение передачи и μ'_{m_f} коэффициент максимального относительного крутящего момента средней ступени турбины.

Из уравнения (23) следует, что обеспечение требуемых моментов трогания в принципе возможно при весьма различных величинах $M_{i_{\tau 0}}$. Такая «неопределенность» уравнения (23) не позволяет по этой зависимости обоснованно выбирать рациональные значения $M_{i_{\tau 0}}$ и соответствующие показатели работы турбины (ступеней) на номинальном режиме, что производится обычно посредством специальных исследований. Так, предпочтительные величины $M_{i_{\tau 0}}$ можно в некоторых случаях находить по минимуму годовых эксплуатационных расходов — C_a руб. или конструктивных габаритов — V м³:

$$C_a = C_{\text{гсм}} + C_a + C_p + C_o, \quad (24)$$

$$V = V_{\text{топ}} + V_{\text{т}} + V_{\text{п}}, \quad (25)$$

где индексы «гсм», «а», «р» и «о» обозначают стоимости горючесмазочных материалов, амортизации, затрат на ремонтные работы и зарплату обслуживающего персонала, а индексы «топ», «т» и «п» — обозначают емкость топлива, конструктивные габариты турбины и передачи.

Исходя из постоянных значений усредненных технико-экономических показателей стоимости и объемных габаритов, приближенной линейной функции к. п. д. передачи от величин передаточных отношений и уравнения работы двигателя, зависимости (24) и (25) приводятся к следующей форме

$$C_a = A_c \frac{(\chi_n^2 \mu_{m_f} + k_n a_n \lambda \eta_{m_{\tau 0}})}{\chi_n^2 \mu_{m_f}} + B_c (\mu_{m_f} - 1) + D_c \frac{\lambda}{(\chi_n^2 \mu_{m_f} + k_n a_n \lambda \eta_{m_{\tau 0}})}, \quad (26)$$

$$V = A_v \frac{(\chi_n^2 \mu_{m_f} + k_n a_n \lambda \eta_{m_{\tau 0}})}{\chi_n^2 \mu_{m_f}} + B_v (\mu_{m_f} - 1) + D_v \frac{\lambda}{(\chi_n^2 \mu_{m_f} + k_n a_n \lambda \eta_{m_{\tau 0}})}, \quad (27)$$

в которых A и B и D — постоянные для различных конструктивных вариантов двигателя коэффициенты, определяемые исходными данными (параметрами газа, к. п. д. СПГГ, продолжительностью работы и пр.); χ_n — коэффициент расхода газа через турбину при: $n_{\tau} = 0$;

a_n — коэффициент потерь на единицу передаточного отношения;

k_n — коэффициент, учитывающий, что на номинальном режиме $i_n \leq i_{n_{\max}}$ и

$$\lambda = \frac{\omega_{\tau 0} M_{e_{\max}}}{10^3 N_{e0}} = \frac{\pi n_{\tau 0} M_{e_{\max}}}{3 \cdot 10^3 N_{e0}}$$

коэффициент максимального относительного крутящего момента газотурбинной установки, определяемый с учетом тягово-теплотехнических показателей работы двигателя в соответствующих эксплуатационных условиях.

Рассчитывая по формулам (26), (27) разные варианты турбобозубчатых агрегатов ($\mu_{m_f} = \text{var}$) по минимуму эксплуатационных расходов и конструктивных габаритов, можно приближенно определять оптимальные величины коэффициентов μ_{m_f} , от которых зависят параметры тяговых газотурбинных двигателей.

Определение оптимальных значений μ_{m_f} возможно и по

удельным эксплуатационным расходам $c_3 = C_3/N_{e0}$. В последнем случае коэффициенты A , B и D уравнения (26) необходимо вычислять при $N_{e0} = 1$.

Оптимальные значения p_{mf} в некоторых случаях можно также определять исследуя на минимум функции так называемых расчетных затрат, которые учитывают дополнительные капиталовложения на устройство фундаментов (опор), монтажные работы и пр. расходы.

г. Оценка приемистости работы турбины с СПГГ

Под приемистостью рассматривается свойство турбины в течение определенного времени, после изменения внешней нагрузки, выходить на заданный режим работы. Количественной мерой приемистости принимается время перехода турбины с одного установившегося режима на другой. При этом приемистость определяется не только продолжительностью изменения в переходном процессе оборотов ротора турбины (времени ускорения t_{ny} или торможения t_{nt}), но и продолжительностью изменения параметров газа t_{ng} в трубопроводах между СПГГ и турбиной.

На основании закона сохранения энергии время изменения параметров газа определяется следующей приближенной зависимостью

$$t_{ng} \approx \frac{V_r \cdot \Delta i_r}{10^3 R T_{r_m} \cdot \Delta N_{e_m}} \int_{P'_n}^{P''_n} dP = \frac{V_r (P''_n - P'_n) \cdot \Delta i_r}{10^3 R T_{r_m} \cdot \Delta N_{e_m}}, \quad (28)$$

где V_r — объем газопроводов между СПГГ и турбиной, P''_n и P'_n — давления газа в конце и начале переходного процесса, R — универсальная газовая постоянная, T_{r_m} и ΔN_{e_m} — усредненные температура и приращение мощности турбины в процессе изменения параметров.

Продолжительность переходных процессов для ротора турбины можно оценить посредством закона изменения количества движения, который дает такие зависимости

$$t_{ny} = \frac{\pi}{30} I \int_{n'_T}^{n''_T} \frac{dP}{M_{ny}} \approx \frac{\pi I}{30} \cdot \frac{(n''_T - n'_T)}{M_{ny_m}}, \quad (29)$$

$$t_{nt} = -\frac{\pi}{30} I \int_{n'_T}^{n''_T} \frac{dn}{M_{ny}} \approx -\frac{\pi I}{30} \cdot \frac{(n''_T - n'_T)}{M_{ny_m}}, \quad (30)$$

в которых I — момент инерции ротора турбины и приведенных к нему масс, имеющих жесткую связь с ротором; n''_T и n'_T — обороты в конце и начале переходного процесса M_{ny_m} и M_{nt_m} — усредненные величины избыточных крутящих моментов, вызывающих изменения установившихся режимов работы турбины.

Рассмотренные соотношения для оценки времени переходных процессов по усредненным значениям избыточных моментов являются весьма приближенными. Для более точного расчета переходных процессов в уравнениях (29), (30) необходимо использовать функцию M_n в зависимости от оборотов и вычислять интегралы $\int (dn/M_n)$. При этом в каждом конкретном случае функция M_n определяется зависящими от оборотов характеристиками турбины $M_{e_T} = 9550 N_e/n_T \eta_n$ и моментом приведенной внешней нагрузки M_n :

$$M_n = M_{e_T} - M_{\Sigma}$$

ВЫВОДЫ

1. Рассмотренные в диссертации вопросы позволяют решать актуальные инженерные задачи проектирования газотурбинных установок с СПГГ и определения характеристик работы таких двигателей.

2. Основные теоретические зависимости диссертации вполне удовлетворительно подтверждаются экспериментальными данными стендовых испытаний газотурбинной установки с СПГГ.

3. Применение газотурбинных установок с СПГГ позволяет обеспечивать высокую маневренность работы двигателя в широком диапазоне переменных режимов. Это, в частности, достигается возможностями регулирования мощности отключением (включением) отдельных СПГГ.

4. Режимы, на которых необходимо отключать отдельные СПГГ по условиям их устойчивой работы, можно устанавливать по данным диаграммы совместной работы СПГГ и турбины, характеристик мощности газотурбинной установки и внешней нагрузки.

5. Регулирование газотурбинных установок посредством выпуска в атмосферу части газов после СПГГ по экономическим соображениям целесообразно осуществлять при возможно малых давлениях газа.

6. Для газовых турбин тяговых двигателей существуют оптимальные по эксплуатационным расходам и конструктивным габаритам коэффициенты максимальных моментов, от которых зависят числа ступеней и основные конструктивные особенности рассматриваемых двигателей.

7. Задачи проектирования газотурбинных установок с СПГГ связаны с вопросами определения работы и регулирования таких двигателей на переменных режимах. В результате рассмотрения основных задач теории переменных режимов газотурбинных установок с СПГГ в диссертации предлагаются:

—систематизация мощности на переменных режимах посредством линейных функций в зависимости от характеристических безразмерных коэффициентов режимов и перепадов давлений;

—учет изменений потерь давлений в газопроводах и патрубках производить по линейным зависимостям от расхода газа;

—приближенные уравнения для расхода газа (при докритических режимах) через проточную часть турбины с учетом числа ее ступеней;

—методика графоаналитического расчета характеристик диаграммы совместной работы СПГГ и газовой турбины;

—приближенные уравнения для определения на переменных режимах механических к. п. д. турбин и передач различных конструкций;

—приближенные зависимости определения для тяговых турбин с СПГГ коэффициентов максимальных моментов, оптимальных по эксплуатационным расходам или конструктивным габаритам;

—приближенные уравнения для оценки приемистости газотурбинной установки с СПГГ.

8. Рассмотренная в диссертации теория переменных режимов газотурбинных установок с СПГГ допускает использование как приближенных, так и уточненных характеристик работы турбин и генераторов газа.

9. При рассмотрении вопросов переменных режимов работы газотурбинных установок с СПГГ использован и получил дальнейшее развитие опыт проектирования таких двигателей на Полтавском турбомеханическом заводе.

10. Рассмотренные в диссертации зависимости и соотношения переменных режимов в некоторых случаях могут использоваться в соответствующих расчетах турбин других установок. Это, в основном, относится к коэффициентам режимов и перепадов давлений, определению изоэнтропийных теплосъемов с учетом потерь давлений в газопроводах и патрубках, механическим к. п. д. и относительным расходам газа через турбины.

Основные результаты работы докладывались в октябре 1965 г.:

1. Во Всесоюзном научно-исследовательском институте железнодорожного транспорта (Москва) на научно-техническом совещании Отделения газотурбинной техники и транспортной энергетики,

2. В Центральном научно-исследовательском институте морского флота (Ленинград) на семинаре сектора ГТУ Отдела судовых силовых установок,

3. В Ленинградском политехническом институте на семинаре кафедры «Турбиностроение»,

что позволило учесть в диссертации ценные советы, данные автору при обсуждении его работы.

Список опубликованных работ по теме диссертации

1. В. А. А б л а м с к и й, Приближенные уравнения для определения относительного расхода рабочего тела через группу турбинных ступеней, Энергомашиностроение, 1959 г., № 11.

2. В. А. А б л а м с к и й, К расчету расхода рабочего тела через турбины с малым числом ступеней, Известия высших учебных заведений—Энергетика, 1965 г., № 5.

3. В. А. А б л а м с к и й, Некоторые особенности тепловых расчетов газотурбинных установок со свободнопоршневыми генераторами газа, Теплоэнергетика, 1966 г., № 2.