ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՌ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР
Աբեղկական գիտութ. սերիա XVII, № 5, 1964 Серия технических наук

ТЕПЛОТЕХНИКА

Л. А. АГАСЯН

РЕГУЛИРОВАНИЕ ГАЗОТУРБИННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ СО СВОБОДНОПОРШНЕВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ГАЗА

Задача системы регулирования заключается в обеспечении устойчивой работы свободно поршневого генератора газа (СПГГ) с турбиной в широком диапазоне изменения нагрузки установки. Изменение расхода газа СПГГ согласно расходной характеристики турбины достигается изменением хода поршней СПГГ S при постоянном значении коэффициента наполнения компрессоров η_0 или изменением η_0 при $S=\text{idem}$.

Способ внутренней регулировки СПГГ при $S=\text{var}$ и $\eta_0=\text{idem}$ изложен в работе [1]. Представляет интерес способ внутренней регулировки СПГГ при $S=\text{idem}$ и $\eta_0=\text{var}$. Здесь в отличие от существующих систем [2], предлагается простой метод внутренней регулировки СПГГ, обеспечивающий постоянный ход (рис. 1).

Известно, что при работе СПГГ с турбиной с постоянным сечением соплового аппарата на работу СПГГ можно воздействовать подачей топлива за цикл $g_т$ и средним давлением буферов $p_к$. Следовательно, закономерным изменением $g_т$ и $p_к$ в функции давления газа

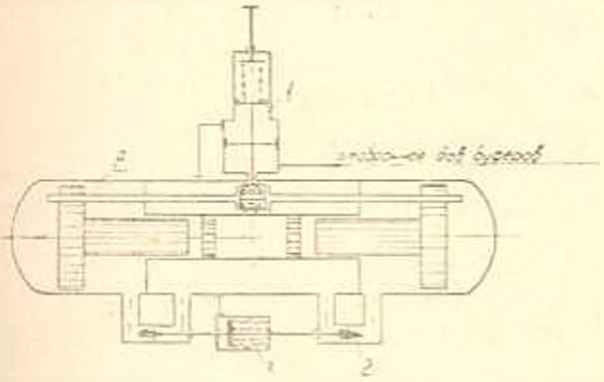

Рис. 1. Схема регулирования СПГГ с постоянным ходом
А — СПГГ; 1 — стабилизатор, 2 и 3 — регулятор расхода газа СПГГ.

без дополнительных регулировочных устройств можно получить постоянный ход поршней. Изменение расхода газа СПГГ по расходной характеристике турбины достигается изменением коэффициента наполнения компрессоров η_0.

Связь указанных параметров в функции давления газа $p_г$ (или степени повышения давления в компрессоре $\pi_к$) устанавливается на основании уравнений [3]. А именно баланса работ за цикл

$$p_{ik} = g_т \,. \qquad (1)$$

где $\bar{p}_{ik}$ — относительная величина среднего индикаторного давления в компрессоре за цикл;

баланса работ за обратный ход

$$p_б^{ox} F_б = F_д p_д^{ox} + F_к p_{ik}^{ox}, \quad (2)$$

где $F_б$, $F_д$, $F_к$ — площади поршней буфера, двигателя и компрессора;

$p_б^{ox}$, $p_д^{ox}$ и p_{ik}^{ox} — средние индикаторные давления буфера двигателя и компрессора за обратный ход;

теплового баланса

$$\bar{T}_г = \frac{\bar{g}_т}{\eta_0}(1-\theta) + \theta, \quad (3)$$

где $\bar{T}_г$ — относительная величина температуры газа;

θ — степень повышения температуры;

условия совместимости режимов СПГГ и газовой турбины

$$\frac{\bar{P}}{\bar{G}_г\sqrt{\bar{T}_г}} = 1. \quad (4)$$

Так как относительный расход газа, вырабатываемый СПГГ,

$$\bar{G}_г = \bar{\gamma}_{i0}\sqrt{\bar{P}_г}$$

должен соответствовать возможному расходу газа через турбину, определяемому из уравнения (4) то

$$\bar{\gamma}_{i0} = -\frac{1-\theta}{2\theta}\bar{g}_т + \sqrt{\left(\frac{1-\theta}{2\theta}\right)^2 \bar{g}_т^2 + \frac{\bar{\pi}_k}{\theta}}. \quad (5)$$

Из уравнения (1) и (2) определяем:

$$\bar{g}_т = \frac{\bar{p}_{ox}}{\bar{p}_{ik}}\left| A_k - \frac{1-\eta_0}{\frac{1}{\pi_k}-1}(B_k - A_k)\right|; \quad (6)$$

$$\bar{p}_б = \frac{F_д}{F_б}\bar{p}_д^{ox} + \frac{F_к}{F_б}\bar{p}_{ik}^{ox}, \quad (7)$$

где A_k и B_k — коэффициенты работы расширения и сжатия компрессора.

Таким образом, выражения (5), (6) и (7) определяют величины $\bar{\gamma}_{i0}$, $\bar{g}_т$ и $\bar{p}_б$ в зависимости от $\bar{p}_i$ обеспечивающие постоянный ход поршней СПГГ и его совместную работу с турбиной.

Законы изменения $\bar{g}_т$, $\bar{p}_б$ и $\bar{\gamma}_{i0}$ по режимам практически осуществляются соответственно регулятором подачи топлива, стабилизатором (1) и устройством (3), приведены на рис. 1.

Изменение $\bar{\gamma}_{i0}$ по полученной закономерности достигается изменением степени сжатия двигателя в пределах устойчивых работ СПГГ по положению внутренней мертвой точки (ВМТ). Дальнейшее изменение $\bar{\gamma}_{i0}$ достигается перепуском воздуха из ресивера во всасывание в

компрессор при помощи регулируемого сечения (2). Величина открытия сечения по режимам регулируется устройством (3) управляемым давлением воздуха в ресивере.

Изменение степени сжатия в двигателе в функции n_1 практически осуществляется изменением количества воздуха в буфере, т. е. величиной аккумулированной энергии буфера. Аккумулированная энер-

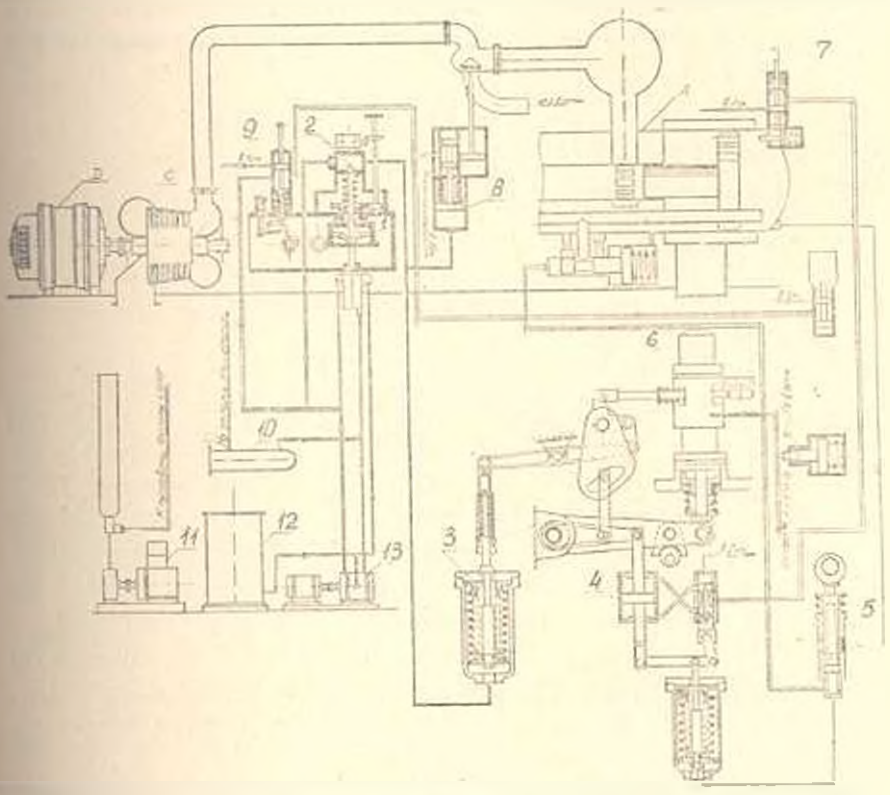

Рис. 2. Принципиальная схема регулирования газотурбинной электростанции с СПГГ.

гия в буфере при прочих равных условиях зависит от степени сжатия в буфере. Степень сжатия буферов существующих СПГГ равна 2,18. В работе [4] доказывается, что эта величина связана с внешней характеристикой СПГГ и не может быть выбрана произвольно без кардинального изменения принципа регулирования самого СПГГ. Можно убедиться, что величина $\varepsilon_0 = 2{,}18$ одновременно является и условием максимального накопления энергии в буфере. Действительно работа, аккумулированная в буферах, равна

$$L_0 = \frac{1}{m-1} \cdot V_1 p_{26} \cdot \frac{\varepsilon_0^m - 1}{\varepsilon_0^m}, \qquad (8)$$

где m — показатель политропы сжатия в буфере,

V_1 — объем буфера при положении поршней в ВМТ,

p_0 — конечное давление в буфере.

$\varepsilon_б$ — степень сжатия в буфере.

При $V_1 = const$ и $p_{z6} = const$ величина аккумулированной энергии достигает максимального значения при $\varepsilon_б = 2.18$.

При расчете возможного расхода СПГТ важно располагать законом изменения цикличности СПГТ. Исследования переменных режимов СПГТ показали, что при работе СПГТ с турбиной суммарные силы, действующие на поршни в внутренней мертвой точке (R_1) и наружной мертвой точке (R_2), являются линейными функциями от давления газа, т. е.

$$R_1 = k_1 p_r, \quad R_2 = k_2 p_r,$$

где k_1 и k_2 — коэффициенты пропорциональности.

Подставив значения R_1 и R_2 в известную формулу [3]

$$n = \frac{60}{\sqrt{6aS}\left(\frac{1}{\sqrt{R_1}} + \frac{1}{\sqrt{R_2}}\right)}, \tag{9}$$

после преобразований получим

$$n = n_0 \sqrt{\frac{p_r}{p_{r_0}} \cdot \frac{S_0}{S}}. \tag{10}$$

Эту формулу можно рекомендовать для расчета цикличности СПГТ при его работе с турбиной. Для расчета гидравлических потерь в распределительных окнах СПГТ удобно пользоваться формулой (10). Точность расчета цикличности по этой формуле равна 4% [5], что достаточно для инженерных расчетов.

Задача внешнего регулирования заключается в обеспечении соответствия мощности СПГТ с мощностью газовой турбины.

В качестве одной из возможных схем регулирования можно рекомендовать схему представленную на рис. 2.

Принцип действия приведенной системы регулирования заключается в следующем. На вал турбины устанавливается центробежный регулятор числа оборотов 1, связанный с преобразователем 2. В зависимости от числа оборотов (нагрузки) в системе регулирования устанавливается соответствующее давления масла, воздействующее на сервомотор подачи топлива 3. Таким образом, каждому числу оборотов турбины соответствует определенное положение рейки топливного насоса 6 и, следовательно, определенная подача топлива в цилиндр двигателя СПГТ.

Мощность установки в диапазоне основных эксплуатационных режимов (примерно от 25 до 100% номинальной мощности) изменяется путем воздействия на подачу топлива вводимого в цилиндр двигателя СПГТ. Дальнейшее изменение мощности установки осуществляется устройством (8).

Наполнение буферных цилиндров производится перепуском воздуха из продувочного ресивера в те промежутки цикла, когда давление в ресивере больше давления в буфере. Управляющий импульс

для регулирования количества воздуха в буфере создается при помощи давления воздуха, отбираемого от буфера посредством специального приспособления отбора воздуха 5. Это приспособление на любом режиме обеспечивает соответствие между давлением воздуха, отбираемого от буфера, и давлением газа на выхлопе СПГГ.

Допустимые пределы подачи топлива к цилиндру двигателя СПГГ, а также опережение подачи топлива в зависимости от внутренней мертвой точки устанавливается при помощи специального регулятора

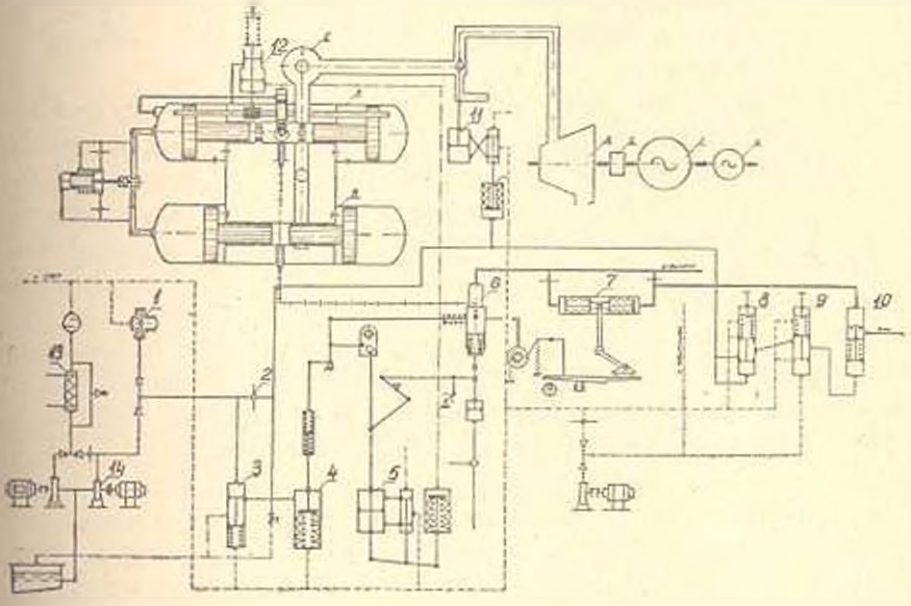

Рис. 3. Принципиальная схема гидродинамической системы регулирования газотурбинной электростанции с СПГГ.

опережения 4, импульсом для которого является давление воздуха, отобранного от буфера.

В установке предусмотрены следующие защитные устройства: ограничитель максимального хода поршня СПГГ 7, регулятор безопасности 9, предохраняющий турбину от разгона и т. д.

Поставленную задачу можно решить более дешевыми средствами-применением гидродинамических систем регулирования. На рис. 3 представлена принципиальная схема гидродинамической системы регулирования электростанции с СПГГ.

В качестве датчика импульса здесь используется масляный насос 1 центробежного типа с радиально-сверлильными каналами, установленный непосредственно на валу турбины или выполненный как одно целое с ним. Конструкция насоса-регулятора такова, что его напор, зависящий от квадрата числа оборотов, почти не зависит от расхода масла [6]. Зависимость напора насоса-регулятора от числа оборотов используется в качестве регулирующего импульса. С этой целью к нижнему поршеньку золотника трансформатора давления 3 подве-

лено масло из линии всасывания насоса, а к верхнему—из линии нагнетания. Разность сил давлений под золотником трансформатора и над ним уравновешивается его пружиной.

При изменении числа оборотов происходит перемещение золотника трансформатора относительно втулки. При этом разность сил давлений по обе стороны золотника, соответствующая изменившемуся напору насоса-регулятора, уравновешивается изменившейся, в результате перемещения золотника, силой пружины. Таким образом, положение золотника трансформатора относительно втулки зависит от числа оборотов турбины.

При перемещении золотника трансформатора изменяется площадь открытой части окон, выполненных в его втулке. Через открытую часть этих окон происходит слив масла из проточной импульсной линии в бак. В импульсную линию масло поступает из линии нагнетания насоса-регулятора через дроссельную диафрагму 2. При увеличении числа оборотов турбины золотник трансформатора 3 перемещается вниз, уменьшая площадь открытой части окон во втулке, что приводит к повышению давления в проточной импульсной линии. При уменьшении числа оборотов турбины давление в проточной импульсной линии будет уменьшаться. Таким образом, разность давлений в импульсной и всасывающей линиях насоса-регулятора оказывается функцией изменения числа оборотов турбины. Указанная разность давления воспринимается сервомотором подачи топлива 4 и уравновешивается его пружиной. При изменении давления в проточной импульсной линии поршень сервомотора подачи топлива перемещает рейку топливного насоса 6, изменив цикловую подачу топлива в цилиндр СПГГ.

Принцип действия внутренней регулировки СПГГ такой же, как и на схеме, представленной на рис. 2.

Импульс от предохранительных устройств (8) и (9) золотником (10) при аварийных случаях воспринимается сильфонным выключателем (7), который останавливает установку.

Особенность описанной гидродинамической системы регулирования газотурбинной установки с СПГГ заключается в том, что все элементы, воспринимающие импульс изменения числа оборотов, подключены на перепад давления, т. е. на разность между давлениями в линиях нагнетания и всасывания. С этой целью полость трансформатора (3), где расположена его пружина, сообщается с линией всасывания насоса-регулятора. Если в качестве регулируемого импульса использовать изменение давления в линии нагнетания насоса-регулятора, то поскольку указанная величина зависит не только от числа оборотов, но и от давления в линии всасывания, всякое изменение этого давления привело бы к возникновению ложного импульса.

Обе системы регулирования обеспечивают работу установки в интервале мощности 0—110% от номинальной, причем в интервале

$0 \div 25\%$ регулировка осуществляется атмосферным клапаном (11), а $25 \div 110\%$ изменением подачи топлива.

Для проверки динамической устойчивости системы регулирования представленной на рис. 3, выведено дифференциальное уравнение всей системы:

$$c_1 \frac{d^2\varphi}{dt^2} + c_2 \frac{d\varphi}{dt} + c_3\varphi = f(\lambda_1), \tag{11}$$

где $c_1 = 1{,}4$; $c_2 = 0.142$; $c_3 = 1$;

$$f(\lambda_1) = -0{,}0305\,\lambda_1 = -0{,}146 \frac{d\lambda_1}{dt};$$

φ — относительное изменение скорости вращения турбозубчатого агрегата;

λ_1 — относительная нагрузка электрогенератора.

Характеристическое уравнение приведенного дифференциального уравнения имеет вид:

$$c_1 s^2 + c_2 s + c_3 = 0.$$

Для устойчивости системы регулирования описываемым уравнением (11) необходимо и достаточно, чтобы при $c_0 > 0$ выполнялись условия Гурвица [7]:

$$c_1 > 0; \; c_2 > 0; \; c_3 > 0;$$

В этом случае критерии устойчивости Гурвица выполняются.

Кривая переходного процесса — периодическая затухающая функция времени. При сбросе полной нагрузки система регулирования в течение 15 *сек* меняет режим работы станции до холостого хода.

Армянский филиал
ВНИИЭМ

Поступило 5.IV 1963.

Լ. Ա. ԱՂԱՍՅԱՆ

ԱԶԱՏ ՄԽՈՑԱՅԻՆ ՇԱՐԺԻՉՈՎ ԳԱԶԱՏՈՒՐԲԻՆԱՅԻՆ ԷԼԵԿՏՐԱՍԱՐՔԻ ԿԱՐԳԱՎՈՐՈՒՄԸ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Հոդվածում ուսումնասիրության է ենթարկվում ազատ մխոցային շարժիչի (ԱՄՇ) կարգավորման հաստատուն քայլի սխեման և ԱՄՇ-ով էլեկտրասարքի կարգավորման սխեմաներ։ Ցույց է տրվում, որ կարելի է ԱՄՇ-ում հաստատուն քայլ ստանալ, երբ վառելիքի քանակը, բուֆերի միջին ճնշումը և կոմպրեսորի լցման գործակիցը փոխվեն ըստ գազի ճնշման ստացված օրենքով։ Ապացուցվում է, որ ԱՄՇ-ով էլեկտրասարքի կարգավորման առաջարկվող սխեմաները կայուն են և ապահովում են էլեկտրասարքի կանոնավոր աշխատանքը։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Агасян Л. А.* Некоторые вопросы внутренней регулировки свободнопоршневых двигателей. „Известия АН АрмССР" 1963, № 5.
2. *Кошкин В. К.* и *Левин Б. Р.* Двигатели свободнодвижущимися поршнями, М. 1954.
3. *Елистратов Ф. М.* и др. Силовые установки со свободнопоршневыми генераторами газа, Л. 1959.
4. *Кошкин В. К., Майзель М. М., Черноморбик Б. М.* Свободнопоршневые генераторы газа для газотурбинных установок, М. 1963.
5. *Погодин С. И.* „Теория и расчет безвального мотогенератора", 1959, М.
6. *Тараненко М. М.* О влиянии наклона характеристики насоса-регулятора на устойчивость процесса регулирования, „Котлотурбостроение" № 7, 1952.
7. *Кантор С. А.* Регулирование судовых теплосиловых установок, Судпромгиз, 1956.