

DOI: 10.18721/JEST.230105

УДК 62–82

М.С. Фрагин, В.П. Егоршин

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕАЛЬНЫХ ПЕРЕКРЫТИЙ ЗОЛОТНИКОВ СЕРВОМОТОРОВ НА КОЛЕБАНИЯ В СИСТЕМАХ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Рассматривается нелинейный гидравлический сервомотор, состоящий из гидроцилиндра и отсечного золотника, управляющего снабжением маслом гидроцилиндра сервомотора. Отсечный золотник имеет перекрытия. Постоянная времени сервомотора меняется в зависимости от положения золотника. Получены формулы для определения постоянной времени при нахождении отсечного золотника в зоне перекрытия в зависимости от величины перекрытия и радиального зазора. Выполнен расчет эквивалентной постоянной времени такого сервомотора при подаче на него гармонических возмущений разной частоты и амплитуды. Рассмотрены способ определения постоянной времени сервомотора в пределах перекрытия и ее влияние на устойчивость системы регулирования паровой турбины с таким сервомотором. Рассмотрено влияние перекрытия на работу системы регулирования при наличии трения в системе.

СЕРВОМОТОР; ПОСТОЯННАЯ ВРЕМЕНИ; ВЕЛИЧИНА ПЕРЕКРЫТИЯ УПРАВЛЯЮЩИХ ОКОН; СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ; ПАРОВАЯ ТУРБИНА.

Ссылка при цитировании:

М.С. Фрагин, В.П. Егоршин. Исследование влияния реальных перекрытий золотников сервомоторов на колебания в системах регулирования паровых турбин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2017. Т. 23. № 1. С. 48–60. DOI: 10.18721/JEST.230105

M.S. Fragin, V.P. Egorshin

A STUDY OF THE EFFECT OF CLOSED-CENTER ACTUATOR VALVE OVERLAPS ON OSCILLATIONS IN CONTROL SYSTEMS OF STEAM TURBINES

The nonlinear hydraulic actuator which includes a hydraulic cylinder and a riding cut-off valve was considered. The valve supplies the oil to the actuator's hydraulic cylinder. The riding cut-off valve is an overlapping valve. Therefore the time constant in that type of actuator is variable and depends of the valve position. Equations for the value of the time constant at a steady state in an overlapping range depending on the size of the overlapping and a radial backlash were obtained. We have performed calculation of an equivalent time constant for that type of actuator with harmonic disturbances of different frequency and amplitude applied at the input. We have considered a method of evaluating the time constant for the actuator within overlapping range and its influence on the stability of the control system for a steam turbine with this type of actuator and friction forces in the system.

HYDRAULIC ACTUATOR; TIME CONSTANT; OVERLAPPING VALVE; STABILITY OF THE CONTROL SYSTEM; STEAM TURBINE.

Citation:

M.S. Fragin, V.P. Egorshin, A study of the effect of closed-center actuator valve overlaps on oscillations in control systems of steam turbines, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology, 23 (1) (2017) 48–60, DOI: 10.18721/JEST.230105

При наладке системы регулирования паровой турбины, например при пуске после монтажа или после очередного ремонта, нередко

возникают периодические качания частоты вращения ротора турбины достаточно большой амплитуды, делающие невозможным включение

генератора в сеть. Останов турбины для устранения возможных причин таких явлений приводит к существенным затратам. Поэтому весьма актуальна разработка методов комплексных проверок системы регулирования после сборки и после ремонта, особенно — связанного с заменой золотниковых пар сервомоторов. Ниже рассматривается один из таких методов, позволяющий заранее предотвратить возможность возникновения недопустимых автоколебаний из-за повышенных положительных перекрытий («перекрыш») в золотниках сервомоторов до пуска турбины. Метод основан на определении величины перекрытия («перекрыши») золотника конкретного сервомотора, управляющего клапанами турбины, путем анализа реакции сервомотора при подаче на его вход вынужденных периодических колебаний определенной частоты и амплитуды.

Постановка задачи

Постоянная времени сервомотора, как известно, играет большую роль в характеристике динамики системы регулирования паровых турбин [1].

Рассмотрим обычный сервомотор с кинематической обратной связью на отсечной золотник, описываемый уравнением

$$(T_S \lambda + 1)y = x,$$

где y и x обозначают отклонения выходной и входной величин сервомотора в относительных единицах; λ — оператор Лапласа. Постоянная времени сервомотора $T_S = T_{S0}$ при $|x - y| > L$; $T_S = T_L$ при $|x - y| \leq L$, где L — величина перекрыши золотника в среднем положении (также в относительных единицах). При этом постоянная времени сервомотора вне перекрыши при $y = 0$

$$T_{S0} = F_S / i q^*; \quad q^* = \partial Q / \partial x.$$

Здесь F_S — площадь поршня сервомотора; q^* — изменение расхода масла под поршень сервомотора при перемещении золотника на единицу хода; $i = x/y$ — передаточное отношение от золотника к поршню сервомотора, $i \leq 1$. Расход масла под поршень сервомотора через открытые окна (вне перекрыши)

$$Q = \mu_T b x (2\Delta p / \rho)^{0,5};$$

коэффициент расхода $\mu_T = 1/\zeta_T^{0,5}$, где ζ_T — коэффициент местного сопротивления при течении масла через открытые окна (вне перекрыши).

Здесь и далее: линейные размеры (x , y , ширина окон b) — в м; площадь поршня сервомотора F_S — в м²; Q — в м³/с; q — в м²/с; плотность масла ρ — в кг/м³; перепад давления на окнах золотника Δp — в Па. Таким образом, величина постоянной времени сервомотора в зоне открытых окон между золотником и буксой определяется выражением

$$q^* = \mu_T b (2\Delta p / \rho)^{0,5}.$$

Относительно величины постоянной времени внутри перекрыши T_L таких четких данных нет. При решении ряда нелинейных задач во многих классических работах с целью упрощения принимается, что зазор между золотником и буксой равен нулю, т. е. $T_L = \infty$. В действительности это не так, что часто способствует обеспечению устойчивости систем регулирования, хотя и усложняет исследование систем с такими сервомоторами. Поэтому первая часть работы посвящена определению величины и характера изменения постоянной времени T_L внутри перекрыши L . Если обозначить

$$T_L = F_S / i q_L^*,$$

то задача заключается в определении характера изменения расхода на единицу перемещения золотника внутри перекрыши q_L^* , что определяется особенностями течения масла внутри перекрыши с учетом реальных зазоров. Еще более интересной для анализа является величина

$$\alpha = T_L / T_{S0} = q_L^* / q^*.$$

Расчетный анализ возможных значений этих величин производится далее.

Характер течения масла в щели между золотником и буксой

Этот характер определяется соотношением длины и величины радиального зазора. При ламинарном течении в щели между золотником и буксой, когда длина щели значительно больше радиального зазора, $L \gg h$, расход масла определяется по известной формуле Пуазейля [2]:

$$Q = (1/12\nu\rho)(bh^3/L)(\Delta p), \quad (1)$$

или (что то же)

$$Q = (1/12\nu\rho)Fh(\Delta p)/(L/h),$$

где h , м, — радиальный зазор; L , м, — длина зазора; d , м, — диаметр золотника (для течения

в кольцевой щели $b = \pi d$); кинематическая вязкость ν , $\text{м}^2/\text{с}$; $F = bh$ — площадь зазора в пределах перекрыши, м^2 . При расчете максимально возможных утечек в кольцевых щелях золотников расход, вычисленный по формуле (1), увеличивают в 2,5 раза с учетом возможного максимального эксцентриситета. Однако в случае расчета течения в пределах перекрыш в отсечных кромках золотника сервомотора нет оснований полагать, что золотник будет прижат к одной поверхности буксы, скорее всего, он будет касаться буксы сверху и снизу противоположными кромками золотника. Поэтому реальные расходы в перекрышах вблизи отсечных кромок не должны варьироваться в таких широких пределах. Кроме того, как правило, имеется несколько симметрично расположенных окон, и общая ширина щели, как правило, $b < 0,3d$ для уменьшения влияния сил неуравновешенности при истечении масла из окон. Поэтому расход может быть лишь немного больше, и для дальнейшего анализа это не существенно. Вместе с тем при уменьшении длины щели L (т. е. отношения L/h) и соответствующем увеличении расхода с какого-то значения длины L_k (обозначим параметры потока в этой точке индексом « k ») формула (1) становится неприменимой, дает завышенный расход, т. к. течение начинает отличаться от полностью ламинарного. Этому значению L_k соответствует предельный расход Q_k :

$$Q_k = (1/12\nu\rho)Fh(\Delta p)/(L_k/h). \quad (2)$$

При расходах больше Q_k необходимо пользоваться общей формулой гидравлики, которая учитывает сопротивление входа-выхода и потери на трение при течении по длине зазора:

$$(\Delta p)/\rho = (\zeta_m + \lambda L/h)(w^2/2),$$

где ζ_m — коэффициент, учитывающий местное сопротивление на входе и выходе масла в зазор; λ — коэффициент потерь по длине зазора; w — скорость масла в зазоре, $\text{м}/\text{с}$. С учетом того, что скорость масла $w = Q/F$, получим:

при $L = L_k$ расход

$$Q_k = F[(2\Delta p/\rho)/\zeta_k]^{0,5}; \quad \zeta_k = \zeta_{mk} + \lambda_k(L_k/h); \quad (3)$$

при $L = 0$ расход

$$Q_0 = F[(2\Delta p/\rho)/\zeta_0]^{0,5}; \quad (4)$$

Из (2) и (3) следует

$$L_k/h = (2\Delta p/\rho)^{0,5}(h\zeta_k^{0,5}/24\nu).$$

Из (3) и (4) имеем

$$Q_0/Q_k = (\zeta_k/\zeta_0)^{0,5}.$$

Определить характер уменьшения расхода в зазоре от значения Q_0 до значению Q_k при изменении длины зазора от $L = 0$ до $L = L_k$ можно, в принципе, только экспериментально, ибо, как будет видно из дальнейшего, характер течения в зазоре попадает в переходную зону, где потери на трение частично пропорциональны первой степени скорости, частично — второй. В ряде работ, например в [3], предлагается принять в зоне от $L = 0$ до значения величины перекрыши L_k экспоненциальное изменение расхода от величины перекрыши, но ограничивая при высоком давлении ($p = 20,0\text{--}30,0$ МПа) величину $L_k/h \leq 10$. В [4] приводятся результаты экспериментальных проликов при $p = 1,0$ МПа, $h = 0,0015$ см и $b = 2,75$ см и показано, что определение расхода Q при перекрытии $L = 0,016$ см по формуле Пуазейля дает завышенный результат и что при изменении перекрытия от $L = 0,016$ см до $L = 0$ изменение расхода также подчиняется экспоненциальному закону. Примем этот закон и далее. Тогда расход через зазор в указанном переходном режиме течения равен

$$Q = Q_0 e^{-CL}. \quad (5)$$

Естественно, это должно быть справедливо и для $L = L_k$, т. е. $Q_k = Q_0 e^{-CL_k}$. Отсюда

$$C = [\ln(Q_0/Q_k)]/L_k.$$

Отметим, что реальная величина перекрыши L может быть значительно меньше L_k , т. е. величина L_k важна только для определения показателя C в формуле (5). Величина C имеет размерность м^{-1} .

Определение постоянной времени сервомотора в зоне перекрыши

Рассмотрим изменение расхода масла под поршень сервомотора при перемещении золотника относительно буксы на единицу перемещения. При этом давление под поршнем примем постоянным (изменением давления при перемещении поршня пренебрегаем) и равным половине от напорного (обычный двойной запас по усилию в сервомоторе). В среднем положении приток Q_1 масла в камеру поршня через перекрышу L и утечка Q_2 масла через другую перекрышу L равны, т. е. $Q_1 = Q_2$, и суммарный рас-

ход масла под поршень $Q = Q_1 - Q_2 = 0$. При смещении золотника из среднего положения на величину x расходы уже не равны, а именно:

$$Q_1 = Q_0 e^{-C(L-x)}; \quad Q_2 = Q_0 e^{-C(L+x)}.$$

Тогда

$$Q = Q_0 e^{-CL} (e^{Cx} - e^{-Cx}).$$

Известно, что величину e^τ при малых τ можно представить рядом $e^\tau = (1 + \tau/n)^n$. Примем $n = 2$. Тогда $e^{Cx} = (1 + Cx/2)^2 = 1 + Cx + (Cx/2)^2$. Учитывая, что $(Cx/2)^2 \ll 1$ (так как отклонение x от среднего положения может быть сколь угодно малым), получим $(e^{Cx} - e^{-Cx}) = 2Cx$ и $Q = 2CxQ_0 e^{-CL}$. Таким образом, расход на единицу перемещения в среднем положении золотника

$$q_L^* = \frac{\partial Q}{\partial x} = 2CQ_0 e^{-CL}.$$

При отличном от среднего положения золотника $Q = Q_0 [e^{-CL_1} e^{Cx} - e^{-CL_2} e^{-Cx}]$ при $L_1 + L_2 = 2L$. Если в процессе преобразований принять дополнительно, что $e^{CL} = 1 + CL + (CL/2)^2 \approx 1 + CL$, то получим такое же простое выражение для q_L^* в любой текущей точке перекрыши. Пренебрегая при этом величиной $(CL/2)^2$, при $CL < 0,7$ погрешность составляет порядка 10%. Как будет видно из дальнейших расчетов, допустимая для этого величина L в несколько раз превышает возможную величину перекрыши. При этом чем меньше величина перекрыши, тем погрешность существенно меньше. К тому же, во многих режимах работы смещение золотника относительно среднего положения невелико из-за действия обратной связи сервомотора. В результате таких допущений получаем, что при нахождении золотника внутри перекрыши величина изменения расхода на единицу хода золотника q_L^* не зависит от положения золотника внутри перекрыши и равна

$$q_L^* = 2Q_0 C e^{-CL}.$$

Это означает также, что постоянная времени сервомотора T_L при нахождении золотника в зоне перекрыши не зависит от положения золотника внутри перекрыши и равна ее значению в среднем положении. Получим таким образом важную для последующего анализа формулу:

$$\alpha = \frac{T_L}{T_{S0}} = \frac{q^*}{q_L^*} = \left(\frac{e^{CL}}{2hC} \right) (\mu_T \zeta_0^{0,5}) \approx$$

$$\approx (\mu_T \zeta_0^{0,5}) \frac{(1+CL)}{2hC}. \quad (6)$$

В соответствии с ней значение α для заданной величины перекрыши является величиной постоянной и конечной, в отличие от принимавшейся, например в [5], при исследовании влияния перекрыши на устойчивость $T_L = \infty$. В соответствии с (6) коэффициент α состоит из двух частей:

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2,$$

где $\alpha_1 = 0,5(\mu_T \zeta_0^{0,5})/hC$; $C = [\ln(\zeta_k/\zeta_0)^{0,5}]/L_k$; $L_k = [(2\Delta p/\rho)^{0,5}(h^2 \zeta_k^{0,5}/24\nu)]$; $\alpha_2 = 0,5(\mu_T \zeta_0^{0,5}) \times (L/h)$. Таким образом, при заданных Δp , ρ и ν задача сводится к определению коэффициентов μ_T , ζ_0 и ζ_k . При оценках будем пользоваться следующими данными для турбинного масла при температуре 45 °С: $\rho = 0,9 \cdot 10^3$ кг/м³, $\nu = 0,3 \cdot 10^{-4}$ м²/с. Поскольку нет сколько-нибудь подробных данных для определения указанных коэффициентов ζ , попытаемся определить их, пользуясь разными источниками.

Определим возможное значение ζ_0 и ζ_k с учетом данных справочника по сопротивлениям [6]. Поскольку длина перекрыши мала (практически $L < 0,1$ см), а площадь течения масла до и после перекрыши велика несопоставимо с площадью зазора, то, по-видимому, можно использовать данные по местным сопротивлениям для диафрагмы в стенке с неограниченной площадью до и после диафрагмы и малой толщины.

Известно, что при турбулентном течении максимальный коэффициент местного сопротивления на внезапное сужение и расширение составляет в сумме $\zeta_m = 1,5$. Но в переходном режиме, где, в отличие от турбулентного режима, часть потерь зависит также от первой степени скорости, величина ζ должна быть меньше. Оценим возможное уменьшение ζ , пользуясь диаграммами 4–17 и 4–19 из [6] для диафрагмы. Обозначим теоретическую скорость $w_t = (2\Delta p/\rho)^{0,5}$ и, соответственно, теоретическое число Рейнольдса $Re_t = w_t h/\nu$. Для турбинного масла при $\Delta p = 2,5 \cdot 10^6$ Па получим $w_t = 74,54$ м/с. Тогда при $h = 0,005 \cdot 10^{-2}$ м получим число Рейнольдса $Re_t = 125$, и для него в диапазоне $30 < Re_t < 10^4$ находим $\zeta = 1,91$. В то же время при $Re_t > 10^4$ имеем $\zeta = 2,7$, т. е. в переходном режиме для этих значений числа Рейнольдса имеем уменьшение коэффициента сопротивления

диафрагмы по сравнению с турбулентным в $2,7/1,91 = 1,41$ раза. Распространив это на местные сопротивления, принимаем в переходном режиме $\zeta_0 = 1,5/1,41 = 1,06$. Таким путем получим соответственно:

p , МПа	ζ_0
2,5	1,06
2,0	1,07
1,3	1,1
1,0	1,11
0,7	1,13
0,5	1,2

Для отверстия в стенке малой толщины имеем нарушение ламинарности течения при $Re_k = 10$; при этом $\zeta = 33/Re_k$ в соответствии с диаграммой 4–19 из [6]. В то же время известно, что при ламинарном течении в трубах потери на трение по длине в кольцевой трубе увеличиваются при переходе к кольцевому поперечному сечению в пределе в 1,5 раза в соответствии с диаграммой 2–7 [6]. Поскольку в данном случае $L_k/h > 20$, можно условно считать кольцевое отверстие в стенке малой толщины кольцевой трубой. Нас интересует не сама величина трения при конкретной длине, и увеличение трения в этом случае можно трактовать так: нарушение ламинарного течения наступает при большей в 1,5 раза скорости, т.е. при $Re_k = 15$. Тогда можно определить коэффициент сопротивления $\zeta_k = \zeta_{mk} + \zeta_{тр}$, где потери $\zeta_{mk} = 33/Re_k = 2,2$, а потери на трение по длине $\zeta_{тр} = \lambda(L_k/h)$, где $\lambda_k = 24/Re_k = 1,6$. Поскольку $(L_k/h) > 20$, то $\zeta_{тр} \gg \zeta_{mk}$, и можно принять

$$\zeta_k = \lambda(L_k/h).$$

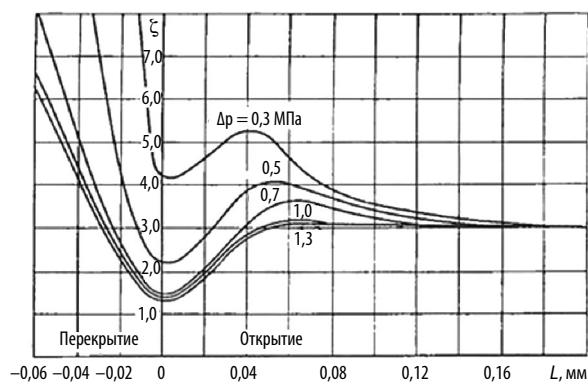


Рис. 1. Опытные данные по коэффициентам сопротивления

Тогда следует

$$\zeta_k = \lambda^2(2\Delta p/\rho)(h/24\nu)^2.$$

Определим возможное значение ζ_0 и ζ_k с учетом экспериментальных данных при давлениях до 1,3 МПа. На рис. 1 из [7] представлены результаты обработки экспериментальных данных, частично приведенных в [4] и полученных при относительно низких давлениях масла.

Из данных при $L = 0$ следует:

p , МПа	ζ_0
2,5	–
2,0	–
1,3	1,28
1,0	1,4
0,7	1,6
0,5	2,2

В соответствии с рис. 2 в диапазоне $p = 1,0–2,5$ МПа коэффициент лишь немного превышает 1. Учитывая, что в формулах всегда используется $\zeta^{0,5}$, для упрощения расчетов можно принять далее с допустимой погрешностью $\zeta_0 = 1$.

Обработаем данные рис. 1 в области перекрытия. На каждой из кривых ζ в этой области определим максимальное отношение $\Delta\zeta/\Delta(L/h)$, имея ввиду, что в опытах $h = 0,015$ мм. Это отношение равно λ на рассматриваемом участке при данном давлении. В результате обработки данных получаем:

p , МПа	λ
2,5	–
2,0	–
1,3	1,575
1,0	1,7
0,7	2,2
0,5	3,52

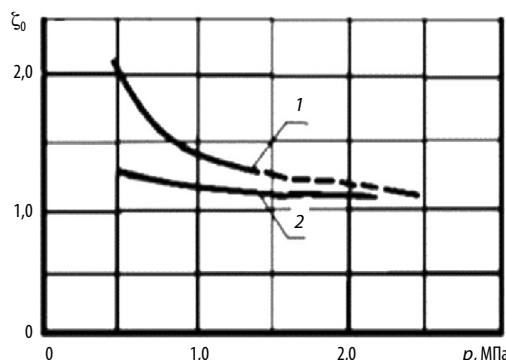


Рис. 2. Значения коэффициента ζ_0 :

1 — по расчету с использованием данных из [6];
2 — по расчету в соответствии с данными из рис. 1



Из рис. 3 следует, что λ стремится к постоянному значению, не зависящему от давления. Это значение λ_k — граничное для нарушения ламинарности, т.е. когда потери зависят только от первой степени скорости. Значение λ_k на рис. 3 близко к полученному по расчету из [6]. Примем далее меньшее из этих значений — $\lambda_k = 1,45$ (тогда $Re_k = 24/\lambda = 24/1,45 = 16,6$), т. к. в такой узкой щели влияние трения на нарушение ламинарности должно быть большее.

Из данных по ζ следует также, что при открытии окон установившиеся значения $\zeta_T = 3$ и $\mu_T = 1/\zeta_T^{0,5} = 0,577$; примем $\mu_T \zeta_0^{0,5} \approx 0,6$.

Значения α для турбинного масла с учетом полученных данных.

Коэффициент $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$, $\alpha_1 = 0,3/hC$. В вышеуказанных размерностях входящих величин $\zeta_k = 0,9 \cdot 10^4 (h^2 \Delta p)$. Если для удобства изменить размерности Δp и h , то получим следующую формулу для расчета:

$$\zeta_k = 0,9 \cdot 10^6 (h^2 \Delta p),$$

где h — в см, Δp — в МПа. Далее $L_k = h \zeta_k / 1,45$ и $C = [\ln(\zeta_k)^{0,5}] / L_k$. Размерности: L , см, и C , см⁻¹. Соответственно $\alpha_2 = 0,3(L/h)$.

Коэффициент α_1 характеризует сам факт изменения течения масла с перепадом давления Δp при попадании его в зазор h и постоянен для данного зазора.

Приведем численные значения величины α_1 и ее составляющих для нескольких реперных точек:

для $\Delta p = 2,5$ МПа и $h = 0,005$ см — $\zeta_k = 55,7$; $L_k/h = 38,4$; $L_k = 0,192$ см; $Q_0/Q_k = 7,46$; $C = 10,46$ см⁻¹; $\alpha_1 = 5,74$;

для $\Delta p = 2,0$ МПа и $h = 0,007$ см — $\zeta_k = 109,2$; $L_k/h = 75,3$; $L_k = 0,53$ см; $Q_0/Q_k = 10,4$; $C = 4,42$ см⁻¹; $\alpha_1 = 9,7$;

для $\Delta p = 1,0$ МПа и $h = 0,005$ см — $\zeta_k = 22,3$; $L_k/h = 15,4$; $L_k = 0,077$ см; $Q_0/Q_k = 4,72$; $C = 20,2$ см⁻¹; $\alpha_1 = 2,12$;

для $\Delta p = 1,0$ МПа и $h = 0,007$ см — $\zeta_k = 43,7$; $L_k/h = 30,1$; $L_k = 0,21$ см, $Q_0/Q_k = 6,61$, $C = 8,99$ см⁻¹; $\alpha_1 = 4,76$.

В системах регулирования паровых турбин с давлением масла 2,0–5,0 МПа величина зазора h зависит от сложения допусков на обработку (притиры не применяются) и, как правило, находится в пределах 0,005–0,007 см. Величина перекрыш $2L = 0,025$ – $0,03$ см, т. е. $L = 0,0125$ –

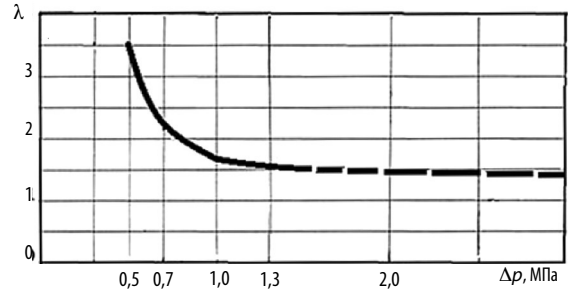


Рис. 3. Значение коэффициента λ (расчет в соответствии с данными рис. 1)

0,015 см. Если ограничиться возможными максимальными перекрышами $L = 0,08$ см, то справедливо высказанное ранее утверждение, что в положительных перекрышах золотников в большинстве случаев имеет место переходный режим течения масла.

Коэффициент α_2 учитывает влияние на постоянную времени длину перекрыши L по отношению к зазору h . При номинальной перекрыше $\alpha_2 = 0,75$ – $0,55$. Если предположить, что перекрыша может быть в 4 раза больше номинала, то $\alpha_2 = 3$ – 2 .

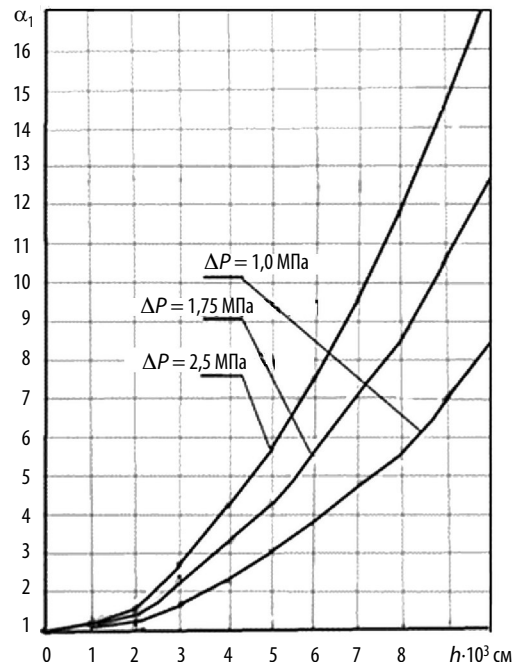


Рис. 4. Зависимость коэффициента α_1 от величины зазора h и перепада давления Δp

Таким образом, величина α может варьироваться в зависимости от зазора и реальной перекрыши в пределах $\alpha = 4-12$, что на практике существенно влияет на динамику системы регулирования и должно учитываться при проектировании и наладке системы регулирования паровых турбин [8].

Как видно из выше приведенных формул, полученных при относительно невысоких давлениях, величина L_{κ}/h зависит от перепада давления и квадрата зазора; нельзя просто принимать $L_{\kappa}/h = 10$ [3]. По-видимому, это может быть справедливо лишь при очень малых зазорах и высоком давлении, причем влияние h является определяющим. Так, например, для $\Delta p = 15,0$ МПа и $h = 0,001$ см (диаметр золотника 10 мм) получим $\zeta_{\kappa} = 13,36$; $L_{\kappa}/h = 9,2$.

Расчетное исследование нелинейного сервомотора методом вынужденных колебаний

Объектом дальнейших исследований является нелинейное уравнение сервомотора:

$$(T_s \lambda + 1)y = x,$$

где $T_s = T_{s0}$ при $|x - y| > L$ и $T_s = T_L = \alpha T_{s0}$ при $|x - y| \leq L$; величина α определяется выше полученными формулами.

Выполним линеаризацию этого уравнения, т. к. исследование устойчивости замкнутых систем, содержащих сервомотор с такой нелинейностью, практически возможно только после его линеаризации. Подадим на вход этого сервомотора гармонические колебания $x = \alpha_1 \sin \omega t$ и получим на выходе гармонические колебания $y = \alpha_2 \sin(\omega t - \psi)$, пренебрегая гармониками выше первой. Будем менять амплитуду a_1 , определяя коэффициент усиления $K = a_2/a_1$ и угол ψ отставания по фазе в зависимости от a_1 (a_1 и a_2 — в относительных единицах по отношению к перемещению этих величин на одну неравномерность, т. е. изменению нагрузки турбины на 100 %, X и Y , а угол ψ — в радианах). Тогда эквивалентная постоянная времени соответствующего линейного сервомотора равна

$$T_{se} = (1/\omega)(1/K^{2-1})^{0,5}; \quad (7)$$

$$K = a_2/a_1,$$

где $\omega = 2\pi f$.

При $a_1 = 0$ будет $T_{se} = T_L = \alpha T_{s0}$. Частота возможных автоколебаний зависит от исследуемой системы, автоколебания в которой мы будем искать, а также от эквивалентной постоянной времени T_{se} , зависящей от заданных T_{s0} и $\alpha = T_L/T_{s0}$. Постоянная времени T_{se} по своему определению будет зависеть от амплитуды колебаний a_1 в сравнении с длиной перекрыши L и от частоты колебаний. Если иметь в виду, что при этом α является величиной неизвестной, то определить T_{se} в общем случае аналитически довольно трудно (в [5] это выполнено только для $\alpha = \infty$). Поэтому далее было выполнено ее расчетное определение для разных исходных величин α и f в зависимости от отношения $(a_1/L_{отн})$, где $L_{отн} = L/X$, а X — перемещение золотника на неравномерность (ниже перемещение золотника на неравномерность обозначено $Z = 0,8$ см). На рис. 5, 6 показаны результаты расчета T_{se}/T_{s0} в зависимости от $(a_1/L_{отн})$ для $\alpha = 5-15$ в диапазоне наиболее вероятных возможных частот $f = 0,1-0,5$ Гц. При расчетах принято, что $T_{s0} = 0,15$ с, $L_{отн} = 0,064$. При меньших $L_{отн}$ результаты укладывались на эти же кривые. Полученные результаты далее могут быть использованы для оценки влияния параметров золотника (зазор h , длина перекрыши L) на автоколебания в замкнутой системе регулирования. Эти же результаты показывают также пути экспериментального определения постоянных времени T_L и T_{s0} сервомоторов:

при экспериментальном определении T_L целесообразно пользоваться определением T_{se} по коэффициенту усиления при возможно более низких частотах и минимальных амплитудах, т. к. золотник в это время находится практически в перекрыше из-за обратной связи сервомотора;

для экспериментального определения T_{s0} лучше использовать высокие частоты порядка $f = 0,5$ Гц и амплитуды $(a_1/L_{отн}) > 5-6$, когда золотник максимально выходит из перекрыши.

Методика этих испытаний обсуждается далее.

Методика определение реальных характеристик нелинейного сервомотора

1. Для определения характеристик конкретного сервомотора необходимо устройство, задающее гармоническое возмущение на вход сервомотора с возможностью изменения частоты от 0,1 (0,05) до 0,5 (1,0) Гц и возможностью изменения задаваемого сигнала от 0 до 20 % от измене-

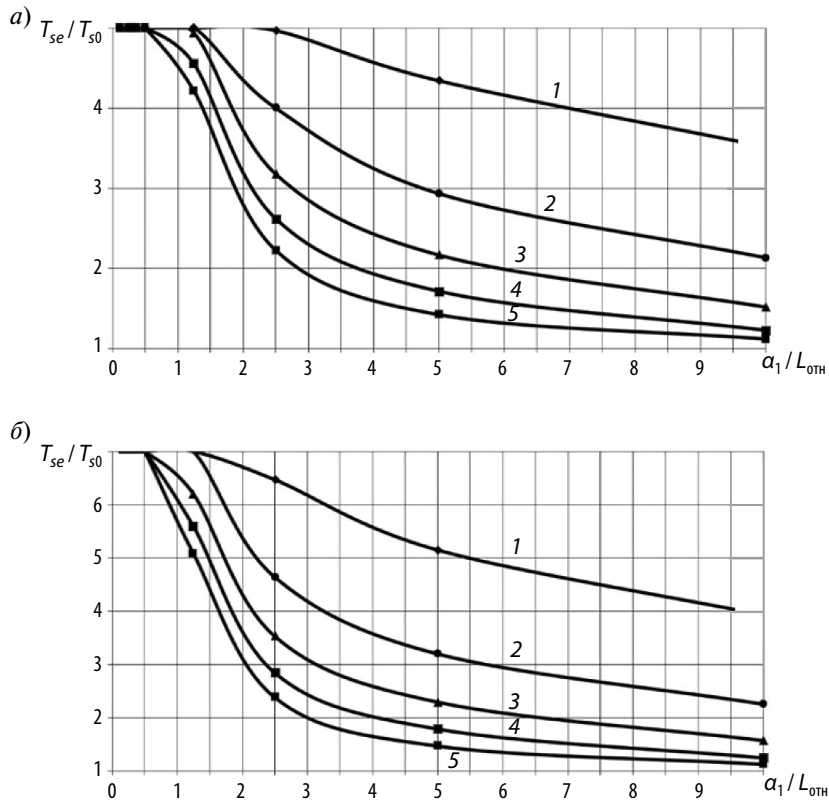


Рис. 5. Влияние на T_{se}/T_{s0} сервомотора относительной амплитуды $\alpha_1/L_{отн}$ колебаний на входе ($a - \alpha = 5$; $b - \alpha = 7$; $L_{отн} = 0,064$) и частоты колебаний f (1—0,1; 2—0,2; 3—0,3; 4—0,4; 5—0,5)

ния сигнала на неравномерность. Наиболее удобно использовать для этого ЭГП или ЭГП-С [8] в зависимости от типа сервомотора. Постоянная времени ЭГП-С может быть порядка 0,15 с [9]; это может вносить искажение при частотах более 0,8 Гц, если не организован замер положения золотника или управляющего давления под золотником сервомотора. Для практических целей на электростанции, конечно, наиболее просто измерять изменение тока на ЭМП и ход сервомотора. Испытания проводятся на турбинном масле при температуре 45 °С.

2. При минимальной частоте, например $f = 0,1$ Гц, подают ток i на ЭМП, постепенно увеличивая его и фиксируя ход сервомотора H . По максимальным отклонениям в установившемся режиме качаний определяют коэффициент усиления $K = \Delta H / \Delta i$. При этом ΔH и Δi должны быть в относительных единицах, которые определяются видом зависимости этих характеристик в статике. Определяем постоянную времени T_s

по формуле (7): $T_{se} = (1/\omega)(1/K^2 - 1)^{0,5}$, $\omega = 2\pi f$. Строим верхнюю кривую на рис. 7. В данном случае на оси абсцисс показано перемещение золотника, но может быть использован также ток ЭМП или давление, управляющее золотником сервомотора.

3. При частоте $f = 1,0$ Гц, действуя аналогично, получаем нижнюю кривую. В принципе, при отсутствии замера хода золотника лучше использовать для построения этой кривой частоту порядка 0,5 Гц, чтобы уменьшить влияние промежуточных усилителей.

4. Продлевая эти кривые, как показано пунктиром, получаем примерные значения T_{s0} и T_L , по которым вычисляем величину $\alpha = T_L/T_{s0}$. В данном примере (на рис. 7) $T_L = 1,3$ с, $T_{s0} = 0,12$ с, $\alpha = 10,8$.

5. При необходимости (или при желании) можно определить величину перекрыши, используя формулы для определения α и рис. 4. В соответствии с этим получаем $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$.

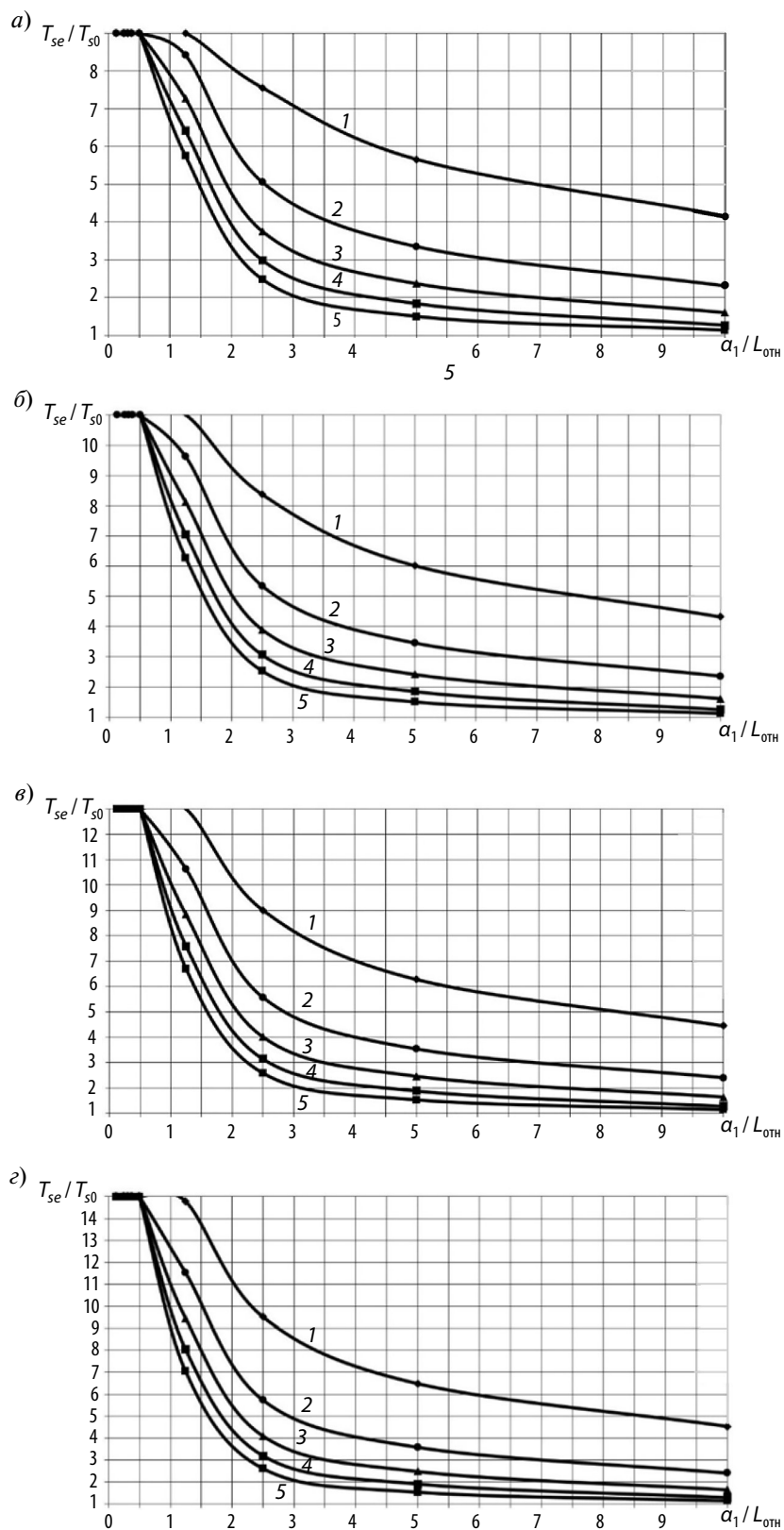


Рис. 6. Влияние относительной амплитуды $\alpha_1/L_{отн}$ колебаний на входе ($a - \alpha = 9$; $б - \alpha = 11$; $в - \alpha = 13$; $г - \alpha = 15$; $L_{отн} = 0,064$) и частоты колебаний f (1 – 0,1; 2 – 0,2; 3 – 0,3; 4 – 0,4; 5 – 0,5) на T_{se}/T_{s0} сервомотора

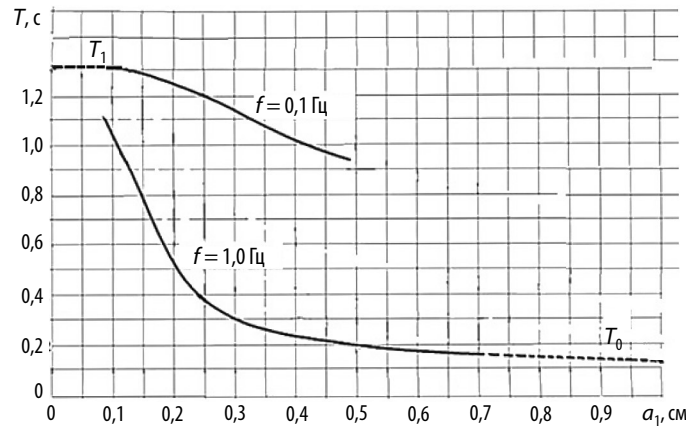


Рис. 7. Экспериментальное определение постоянных времени T_L и T_{s0}

В данном примере при $P_H = 5 \text{ МПа}$, $\Delta P = 2,5 \text{ МПа}$ и $h = 0,005 \text{ см}$ имеем $\alpha_1 = 5,74$. Тогда $\alpha_2 = 10,83 - 5,74 = 5,1$ и перекрыша $L = h\alpha_2/0,3 = 0,085 \text{ см}$ при номинальном значении $L = 0,0125 \text{ см}$. Поэтому перекрышу следует подрезать. Конечно, такое определение величины перекрыши является достаточно грубым, и подрезку такой перекрыши следует производить в 2–3 этапа. После первой подрезки, например до $0,03 \text{ см}$, необходимо снять повторно характеристики в соответствии с рис. 7 и указанной методикой. Следует иметь в виду, что должна производиться подрезка каждой отсечной кромки золотника. Если выполнить в данном сервомоторе подрезку перекрыш до новой величины $L = 0,03 \text{ см}$, то $\alpha_2 = 1,8$, $\alpha = 5,74 + 1,8 = 7,5$ и $T_L = 0,9 \text{ с}$. Если после повторного снятия характеристики величина T_L будет близка к новому расчетному значению, то можно подрезать дальше до $0,015 \text{ см}$. Тогда получим расчетное значение $\alpha = 6,64$ и $T_L = 0,8 \text{ с}$. По-видимому, в данном случае дальнейшая подрезка существенно не уменьшит величину T_L . Амплитуды и частоты подаваемого возмущения могут корректироваться в зависимости от исходных параметров сервомотора, что будет понятно после первых же испытаний конкретного сервомотора. Ни золотник, ни сервомотор не должны достигать физических упоров.

Изложенная методика может быть использована для разных целей:

при регулярном проведении таких испытаний на стенде завода-изготовителя можно накопить статистические данные, которые позволят давать окончательную оценку аналогичным сервомоторам после изготовления;

на электростанциях при ремонте сервомоторов с заменой золотниковых пар таким путем можно оценить правильность выполнения необходимых перекрыш;

на лабораторных стендах с тщательным измерением зазоров и перекрыш методика позволяет уточнить характер и параметры течения масла, использованные при выводе формул для определения T_L , без проведения трудоемких проливочных испытаний.

Пример использования данных расчета эквивалентной постоянной времени T_{se} для оценки влияния перекрыши на автоколебания в конкретной системе регулирования

Рассмотрим простейшую систему регулирования турбины без промперегрева, включающую уравнение скорости φ вращения ротора с постоянной времени T_a , уравнение промежуточного усилителя с постоянной времени T_{s1} и уравнение нелинейного сервомотора, постоянная времени которого T_s вне перекрыши равна T_{s0} , а в пределах перекрыши — T_L (все в относительных единицах, δ — степень неравномерности системы регулирования; λ — оператор Лапласа):

$$\begin{cases} T_a \lambda \varphi = y; \\ (T_{s1} \lambda + 1)x = -\frac{\varphi}{\delta}; \\ (T_s \lambda + 1)y = x, \end{cases}$$

$$T_s = T_{s0} \text{ при } |x - y| > L, T_s = T_L \text{ при } |x - y| \leq L.$$

Для определения возможных автоколебательных режимов в системе применим метод гармонической линеаризации. Тогда в уравнении сервомотора будет стоять эквивалентная постоянная времени T_{se} . Получим линейную систему

$$\begin{cases} Ta\lambda\varphi = y; \\ (T_{s1}\lambda + 1)x = -\frac{\varphi}{\delta}; \\ (T_{se}\lambda + 1)y = x. \end{cases}$$

Характеристическое уравнение этой системы:

$$T_{s1}T_{se}\lambda^3 + (T_{s1} + T_{se})\lambda^2 + \lambda + 1/\delta T_a = 0.$$

Поскольку исследуется режим возможных автоколебаний, то система должна иметь два мнимых корня и находиться на границе устойчивости. Тогда при подстановке $\lambda = i\omega$ получим частоту автоколебаний и условия устойчивости. И, если устойчивость исходной линейной системы нарушается при $T_{se} = T_{se\text{кр}}$ и $\omega = \omega_{\text{кр}}$, то в нелинейной системе возникнут автоколебания с той же частотой $\omega_{\text{кр}}$ тогда, когда эквивалентная постоянная времени T_{se} достигнет $T_{se\text{кр}}$, т. е. в указанной выше нелинейной системе автоколебания возникают при

$$T_{se\text{кр}} \geq T_{s1}/(\delta T_a - 1). \quad (8)$$

В данном примере проблемы с устойчивостью могут возникать лишь при

$$T_{s1}/\delta T_a \geq 1. \quad (9)$$

Частота возможных автоколебаний:

$$f_{\text{кр}} = 1/(2\pi [\delta T_a(T_{s1} + T_{se})]^{0,5}). \quad (10)$$

Возникшие автоколебания будут устойчивыми по условиям задачи, потому что при увеличении амплитуды колебаний влияние перекрыши и соответственно T_{se} уменьшаются.

Примем для примера: $T_{s1} = 0,3$ с (чтобы не увеличить порядок характеристического уравнения, таким способом можно упрощенно учесть влияние трех часто присутствующих в реальных системах звеньев с постоянными времени порядка 0,1 с — промзолотника, золотника сервомотора и парового объема за регулируемыми клапанами), $T_{s0} = 0,15$ с, $T_a = 8$ с, $\delta = 0,025$ (такое уменьшение местной степени неравномерности часто бывает по различным

причинам в турбинах без промперегрева при работе после сброса нагрузки на первом клапане), т. е. $\delta T_a = 0,2$ с.

При заданных значениях T_{s1} , T_a и δ получим в соответствии с формулами (8) и (10): $T_{se\text{кр}} = 0,6$ с и $T_{se\text{кр}}/T_{s0} = 4$ при $f = 0,375$ Гц. Примем $\Delta p = 1,0$ МПа, $h = 0,007$ см, $L = 0,055$ см, ход золотника для изменения нагрузки на 100 % $Z = 0,8$ см и $L_{\text{отн}} = 0,055/0,8 = 0,069$. Тогда в соответствии с рис. 4 получим $\alpha_1 = 4,8$; $\alpha_2 = 0,3(0,055/0,007) = 2,4$ и $\alpha = 4,8 + 2,4 = 7,2$.

При $\alpha = 7,2$ (чему соответствует также $T_L = \alpha T_{s0} = 1,08$ с), $T_{se\text{кр}}/T_{s0} = 4$ и $f = 0,375$ получим в соответствии с рис. 5, б $a_1/L_{\text{отн}} = 1,85$, $a_1 = 1,85 \cdot 0,069 = 0,128$ и амплитуду автоколебаний частоты вращения ротора $\Delta n = a_1 \delta 3000 = 0,128 \cdot 75 = 9,6$ об/мин.

Рассмотрим далее несколько возможных вариантов действий.

Если подрезать перекрышу до $L = 0,0125$ см, то $\alpha_2 = 0,54$, $\alpha = 4,8 + 0,54 = 5,34$, $T_L = 0,8$ с, $L_{\text{отн}} = 0,0156$, то есть при тех же T_{se} и f получим в соответствии с рис. 5, а $a_1/L_{\text{отн}} = 1,7$, $a_1 = 0,026$ и амплитуду качаний оборотов $\Delta n = 0,032 \cdot 75 = 2$ об/мин.

Если без осуществления подрезки перекрыши исправить только характеристику открытия клапана так, чтобы $\delta = 0,04$ и $\delta T_a = 0,32$, условие (9) не выполняется и автоколебания не возникают. Но поскольку система близка к границе устойчивости, возникнут медленно затухающие колебания. При этом в первый момент амплитуда этих колебаний $a_1 = 0,069$ и амплитуда качаний оборотов $\Delta n = 0,069 \cdot 120 = 8$ об/мин ($\alpha = 7,2$, $T_{se} = T_L = \alpha T_{s0} = 1,08$ с, $f = 0,24$ Гц, $T_{se}/T_{s0} = 7$, $L_{\text{отн}} = 0,069$, $a_1/L_{\text{отн}} \approx 1,0$). То есть с такой большой амплитудой будут длительные слабо затухающие качания оборотов турбины.

Если произвести одновременно исправление характеристики открытия клапана и подрезку перекрыши до 0,0125 см, то $\alpha = 5,34$, $T_{se} = T_L = 0,8$ с; тогда получим $f = 0,27$ Гц; $a_1/L_{\text{отн}} = 1,0$; $L_{\text{отн}} = 0,0156$; $a_1 = 0,0156$; амплитуда затухающих качаний оборотов $\Delta n = 1,8$ об/мин (начальные циклы). Исследование декремента затухания колебания не входило в задачу работы.

Таким образом, указанный расчет показывает эффективность влияния уменьшения перекрыши как при автоколебаниях, так и при колебательных процессах в устойчивой системе. При более высоком порядке уравнений, описываю-

щих объект и систему регулирования, влияние указанных факторов будет только усиливаться.

Влияние перекрыши на работу системы регулирования при наличии трения в системе

Следует иметь в виду, что уменьшение перекрыши может не устранить автоколебания оборотов турбины на холостом ходу из-за наличия трения. Как известно, эти автоколебания при наличии трения в промежуточном усилителе или золотнике сервомотора определяются соотношением $T_s/\delta T_a < 3,04$ [10] (на практике при наличии нечувствительности в нескольких звеньях желательно $T_s/\delta T_a < 1,0$ [8]). При относительно малых зазорах в золотниках сам факт перекрытия окна приводит к увеличению постоянной времени в 6–8 раз. Вот и в рассматриваемом примере в пределах перекрыши минимальная $T_L = 0,8$ с и $T_s/\delta T_a = 0,8/0,32 = 2,5$, т. е. при наличии даже небольшого трения в узлах система будет, скорее всего, иметь автоколебания. Амплитуда колебаний будет зависеть от величины трения и перекрыши, но сами автоколебания принципиально должны быть. Наиболее известным и эффективным способом предотвращения такой возможности является увеличение степени неравномерности системы регулирования на холостом ходу в 2,5–3 раза до $\delta = 10–15\%$. После включения генератора в сеть и при его работе на выделенную сеть значительно увеличивается коэффициент саморегулирования в уравнении вала турбоагрегата, и допустимо значительно большее значение $T_s/\delta T_a$ [1]; поэтому после нагрузок 10–20 % величину δ возвращают к 4 %.

Завершая этот раздел, следует обратить внимание на то, что все сказанное относится также и к системам регулирования давления в отборах

при малых расходах в отбор, где также часто наблюдаются автоколебания и принимаются различные меры для их устранения. Однако, если системы регулирования давления могут быть сделаны относительно медленными, при правильном выборе параметров сервомотора наличие перекрыши золотника сервомотора не приводит к качаниям давления в отборе, а наоборот, может быть полезным, что подробнее рассмотрено в [8, 9].

Выводы

Получены формулы для расчета постоянной времени сервомотора при нахождении золотника в пределах перекрыши. Показано, что ее величину можно считать неизменной внутри перекрыши и равной ее значению в среднем положении, которое в α раз превышает постоянную времени сервомотора при нахождении золотника вне перекрыши.

С учетом имеющихся в литературе данных определены численные значения коэффициентов в полученных формулах, позволяющие оценивать величину коэффициента α в зависимости от величины зазора, длины перекрыши и перепада давления масла. Показано, что в сервомоторах паровых турбин в зависимости от указанных факторов $\alpha = 5–15$.

На основе расчетного анализа поведения нелинейного сервомотора при гармоническом возмущении различной частоты и амплитуды предложена удобная для практического применения методика оценки параметров сервомоторов (постоянные времени и величина перекрыши).

Показана эффективность некоторых методов по устранению или уменьшению амплитуды автоколебаний в системах регулирования паровых турбин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллов И.И. Автоматическое регулирование паровых турбин и газотурбинных установок. Л.: Машиностроение, 1988. 447 с.
2. Башта М.Т. Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
3. Склярский А.Н. Гидравлический привод и средства автоматики. Объемный гидропривод: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 252 с.
4. Лещенко В.А. Гидравлический привод станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1975. 288 с.
5. Кац А.М. Автоматическое регулирование скорости двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машгиз, 1956. 301 с.
6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. 3 изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
7. Электрогидравлические следящие системы / Под ред. В.А.Хохлова. М.: Машиностроение, 1971. 431 с.
8. Фрагин М.С. Регулирование и маслоснабжение паровых турбин. Вопросы проектирования, наладки и эксплуатации. СПб.: ИПК «Коста», 2011. 400 с.

9. **Фрагин М.С.** Регулирование и маслоснабжение паровых турбин: настоящее и ближайшая перспектива. СПб.: Энерготех, 2005. 248 с.

10. **Кириллов И.И.** Автоматическое регулирование паровых и газовых турбин. М. : Машгиз, 1961. 600 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ФРАГИН Марк Самуилович — кандидат технических наук, независимый консультант. 43209, г. Колумбус, Огайо, США. E-mail: fraginmark@hotmail.com

ЕГОРШИН Владимир Петрович — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: egorshinvp@mail.ru

REFERENCES

1. **Kirillov I.I.** Avtomaticheskoye regulirovaniye parovykh turbin i gazoturbinnyykh ustanovok. L.: Mashinostroyeniye, 1988. 447 s. (rus.)

2. **Bashta M.T.** Mashinostroitel'naya gidravlika. M.: Mashinostroyeniye, 1971. 672 s. (rus.)

3. **Sklyarevskiy A.N.** Gidravlicheskiy privod i sredstva avtomatiki. Obyemnyy gidroprivod: ucheb. posobiye. SPb.: Izd-vo Politekhn.un-ta, 2012. 252 s. (rus.)

4. **Leshchenko V.A.** Gidravlicheskiy privod stankov s programmnyy upravleniyem. M.: Mashinostroyeniye, 1975. 288 s.

5. **Kats A.M.** Avtomaticheskoye regulirovaniye skorosti dvigateley vnutrennego sgoraniya. L.: Mashgiz, 1956. 301 s.

6. **Idelchik I.Ye.** Spravochnik po gidravlicheskim so-protivleniyam./Pod redaktsiyey M.O. Shteynberga. 3 izd., pererab. i dop./ M.: Mashinostroyeniye, 1992. 672 s.

7. Elektrogidravlicheskiye sledyashchiye sistemy. Pod red. V.A.Khokhlova. M.: Mashinostroyeniye, 1971. 431 s.

8. **Fragin M.S.** Regulirovaniye i maslosnabzheniye parovykh turbin. Voprosy proyektirovaniya, naladki i ekspluatatsii. SPb.: ИПК «Kosta», 2011. 400 s.

9. **Fragin M.S.** Regulirovaniye i maslosnabzheniye parovykh turbin: nastoyashcheye i blizhayshaya perspektiva. SPb.: Energotekh, 2005. 248 s.

10. **Kirillov I.I.** Avtomaticheskoye regulirovaniye parovykh i gazovykh turbin. M. : Mashgiz, 1961. 600 s.

AUTHORS

FRAGIN Mark S. — *independent consultant*. 43209, Columbus OH, USA. E-mail: fraginmark@hotmail.com

EGORSHIN Vladimir P. — *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University*. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: egorshinvp@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 02.09.2016.