

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ,
ГИДРОПРИВОДЫ
И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА
СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ
И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Сборник статей
XII Всероссийской научно-технической конференции

1 июля 2022 года



ПОЛИТЕХ-ПРЕСС

Санкт-Петербургский
политехнический университет
Петра Великого

Санкт-Петербург

2022

УДК 621.22
ББК 31.56

Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития : сборник статей XII Всероссийской научно-технической конференции, 1 июля 2022 г. — СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2022. — 336с.

Конференция представляет собой очередную встречу специалистов в области гидромашиностроения, способствует широкому обмену опытом и продолжает сложившиеся традиции.

В сборнике представлены результаты исследований по актуальным проблемам гидромашиностроения:

- по лопастным гидравлическим машинам — гидродинамическим расчётам элементов их проточной части, САПР, конструированию и прочности, регулированию, модельным и натурным испытаниям, монтажу и эксплуатации;
- по гидроприводу, пневмоприводу и гидропневмоавтоматике — системам гидропривода и гидроавтоматики общемашиностроительного применения, объёмным гидромашинам, пневмоприводу и пневмоавтоматике, компьютерным технологиям при проектировании гидропневмосистем.

По этим направлениям опубликованы как теоретические исследования, так и экспериментальные работы с широким применением современных подходов к решению поставленных задач.

При редактировании не затрагивалось существо представленных работ, даже если они являлись дискуссионными. Труды конференции издаются в авторской редакции.

Сборник предназначен для научных работников и инженеров. Он также будет полезен студентам и аспирантам, обучающимся по данной и смежным специальностям.

Председатель оргкомитета — доктор технических наук,
профессор СПбПУ *А. А. Жарковский*

УДК 62-822

doi:10.18720/SPBPU/2/id22-190

Батурин А.А.,

главный инженер, кандидат технических наук,

baturin@cheltec.ru

Бодров В.В.,

президент холдинга, кандидат технических наук,

vbodrov@cheltec.ru

Багаутдинов Р.М.,

генеральный директор,

baga@cheltec.ru

Гойдо М.Е.,

главный инженер проектов, кандидат технических наук,

goido@cheltec.ru

Талалушкин Е.В.,

ведущий конструктор,

talalushkin@mail.ru

ООО «Уральский инжиниринговый центр»,

Россия, г. Челябинск

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ГИДРОСИСТЕМЫ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА ПЕРЕД ПРОВЕДЕНИЕМ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТРУБЫ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Аннотация. Представлен комплекс формул, последовательное применение которых позволяет на основании данных о параметрах трубы, подлежащей испытанию, и о требуемых режимах проведения ее испытаний осуществить выбор рационального числа силовых насосов и их рабочего давления, а также числа циркуляционных насосов и используемых теплообменных аппаратов гидросистемы испытательного стенда.

Ключевые слова: испытание труб; выбор параметров работы гидросистемы; расчетные зависимости.

Baturin A.A.,
Chief Engineer, Candidate of Technical Sciences,
baturin@cheltec.ru

Bodrov V.V.,
President of the Holding, Candidate of Technical Sciences,
vbodrov@cheltec.ru

Bagautdinov R.M.,
General Director,
baga@cheltec.ru

Goydo M.E.,
Chief Project Engineer, Candidate of Technical Sciences,
goido@cheltec.ru

Talalushkin E.V.,
Lead constructor,
talalushkin@mail.ru

LLC “Ural Engineering Center”, Russia, Chelyabinsk

SELECTION OF RATIONAL OPERATING PARAMETERS OF THE HYDRAULIC SYSTEM OF THE TEST BENCH BEFORE CARRYING OUT FULL-SCALE TESTS OF THE PIPE FOR DURABILITY

Annotation. A set of formulas is presented, the consistent application of which allows, based on data on the parameters of the pipe to be tested and on the required modes of its testing, to select a rational number of power pumps and their operating pressure, as well the number of circulation pumps and heat exchangers used in the hydraulic system of the test bench.

Key words: pipe testing; selection of operating parameters of the hydraulic system; calculated dependencies.

В ООО «Уральский инжиниринговый центр» разработан испытательный стенд для проведения натурных испытаний труб на долговечность внутренним давлением и поперечными силами, создающими изгибающий момент, и доведения трубы до потери устойчивости (рис. 1) [1, 2].

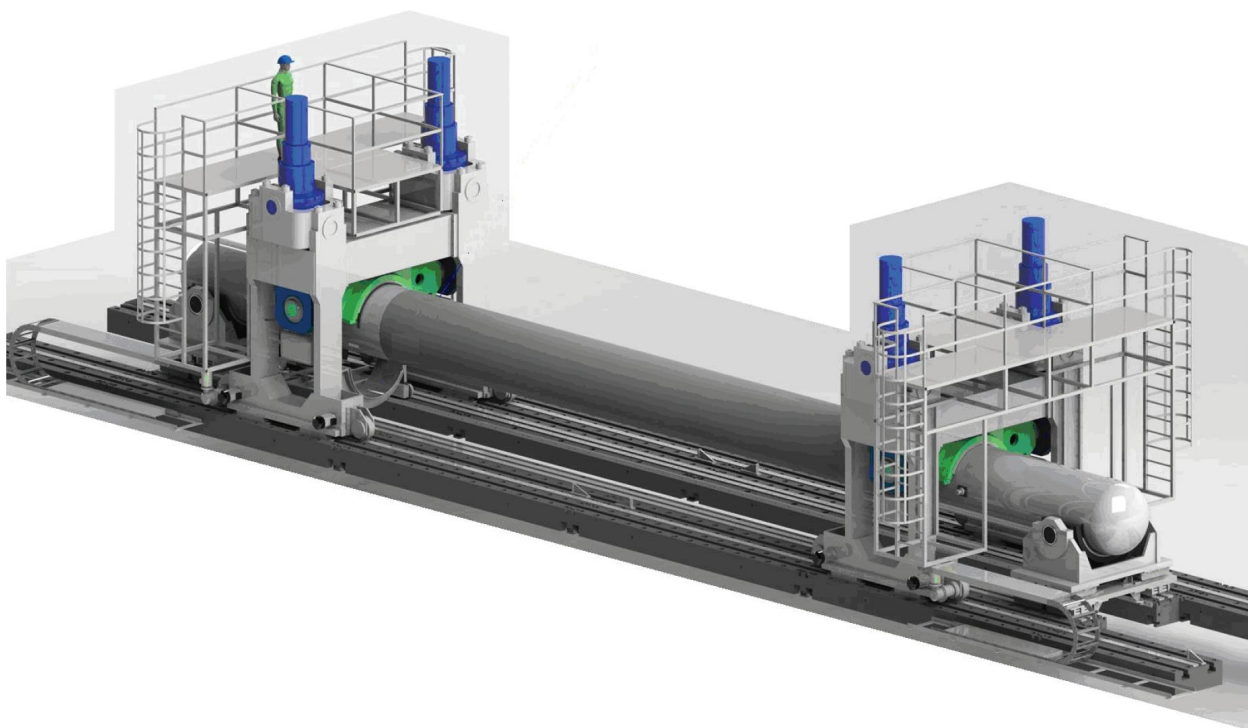


Рис. 1. Общий вид испытательного стенда

Выбор параметров гидросистемы стенда выполнен из условия обеспечения всех предъявляемых к стенду требований для случая проведения самых напряженных с точки зрения потребляемой энергии испытаний. В соответствии с этим осуществлен, в частности, выбор числа и типоразмеров силовых насосов, числа гидропреобразователей (масло — вода) для нагружения труб внутренним давлением, числа и типоразмеров насосов системы кондиционирования (фильтрации и охлаждения масла), числа и типоразмеров теплообменных аппаратов с воздушным охлаждением.

Следует отметить, что для упрощения конструкции гидросистемы стенда в ней не предусмотрено осуществление рекуперация энергии. Поэтому при работе стенда вся потребляемая энергия в конечном итоге преобразуется в тепловую энергию и теряется. В связи с этим для минимизации потерь энергии в процессе проведения испытаний актуальной является задача выбора рационального числа силовых насосов и их рабочего давления, а также числа циркуляционных насосов и используемых теплообменных аппаратов на основании данных о параметрах трубы, подлежащей испытанию, и о требуемых режимах проведения испытаний.

В системе управления стенда предусмотрено автоматическое определение необходимых параметров работы его гидросистемы на основании данных о параметрах трубы, подлежащей испытанию, и требуемых режимах проведения испытаний, которые вводятся оператором стенда в интерактивном режиме с использованием АРМ (автоматизированного рабочего места) стенда.

Все вычисления производятся с помощью компьютера с использованием специального программного обеспечения, разработанного на основании следующих формул.

Приведенный модуль объемной упругости $E_{\text{тр.пр}}$ трубы с рабочей жидкостью определяется по формуле:

$$E_{\text{тр.пр}} = \frac{E_{\text{см}}}{1 + E_{\text{см}}/E_{\text{тр}}}. \quad (1)$$

В формуле (1) $E_{\text{см}}$ представляет собой модуль объемной упругости жидкостногазовой смеси, каковой фактически является рабочая жидкость, а $E_{\text{тр}}$ — модуль объемной упругости собственно трубы [3, 4]:

$$E_{\text{см}} = \frac{n(p + p_{\text{атм}})(B_{\text{ж}} + A_{\text{ж}}p) \left[(1 - \delta_0) \left(\frac{B_{\text{ж}} + A_{\text{ж}}p_0}{B_{\text{ж}} + A_{\text{ж}}p} \right)^{\frac{1}{A_{\text{ж}}}} + \delta_0 \left(\frac{p_0 + p_{\text{атм}}}{p + p_{\text{атм}}} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{n(p + p_{\text{атм}})(1 - \delta_0) \left(\frac{B_{\text{ж}} + A_{\text{ж}}p_0}{B_{\text{ж}} + A_{\text{ж}}p} \right)^{\frac{1}{A_{\text{ж}}}} + \delta_0 (B_{\text{ж}} + A_{\text{ж}}p) \left(\frac{p_0 + p_{\text{атм}}}{p + p_{\text{атм}}} \right)^{\frac{1}{n}}}; \quad (2)$$

$$E_{\text{тр}} = \frac{E_{\text{м}} \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\Omega_{\text{тр}}} \right)^2 \right]}{2 \left(\frac{D_{\text{н}}^2 + D_{\text{в}}^2}{D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2} + \mu_{\text{м}} \right)}, \quad (3)$$

где n — показатель политропы;

p — текущее значение избыточного давления газожидкостной смеси;

$p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление;

$B_{\text{ж}}$ — модуль объемной упругости дегазированной жидкости при $p = 0$ (то есть при атмосферном давлении) и рабочей температуре;

$A_{\text{ж}}$ — коэффициент пропорциональности между изменением модуля объемной упругости дегазированной жидкости и избыточным давлением p при рабочей температуре;

δ_0 — значение коэффициента объемного газосодержания δ для жидкостногазовой смеси при фиксированном значении p_0 избыточного давления и рабочей температуре смеси,

$$\delta = \frac{V_{\text{г}}}{V_{\text{см}}};$$

$V_{\text{г}}, V_{\text{см}}$ — объемы соответственно нерастворенного газа в жидкостногазовой смеси и непосредственно самой смеси при текущих значениях температуры и давления смеси;

$E_{\text{м}}, \mu_{\text{м}}$ — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала трубы;

$D_{\text{н}}, D_{\text{в}}$ — диаметры соответственно наружной и внутренней поверхностей трубы;

Ω — угловая частота гармонических колебаний давления в трубе;

$\Omega_{\text{тр}}$ — угловая частота собственных радиальных колебаний стенки трубы,

$$\Omega_{\text{тр}} = 2 \sqrt{\frac{2E_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}} \left[D_{\text{н}}^2 + D_{\text{в}}^2 + (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2) \mu_{\text{м}} \right]}}; \quad (4)$$

$\rho_{\text{м}}$ — плотность материала трубы. Объем жидкости $V_{\text{деф}}$, которая подвергается деформации вместе с испытываемой трубой при нагружении трубы внутренним давлением, равен:

$$V_{\text{деф}} = V_{\text{тр}} + V_{\text{подкл}} \quad (5)$$

где $V_{\text{тр}}$ — внутренний объем испытываемой трубы,

$$V_{\text{тр}} = \frac{\pi D_{\text{в}}^2 L}{4}; \quad (6)$$

L — длина испытываемой трубы;

$V_{\text{подкл}}$ — внутренний объем трубопроводов, подключенных к испытываемой трубе.

Расход Q рабочей жидкости, обусловленный сжимаемостью жидкости и податливостью стенок каналов, в которых она заключена, следующим образом связан со скоростью изменения давления dp/dt :

$$Q = \frac{V_{\text{деф}}}{E_{\text{тр.пр}}} \frac{dp}{dt}, \quad (7)$$

где t — время.

Текущая мощность N потока рабочей жидкости (в качестве ее используется вода), поступающей в испытываемую трубу, равна

$$N = Qp \quad (8)$$

Объем воды $\Delta V_{\text{деф}}$, который должен быть подан гидропреобразователями стенда при повышении давления в испытываемой трубе от заданного минимального значения $p_{\min}$ до заданного максимального значения $p_{\max}$ составляет:

$$\Delta V_{\text{деф}} = \int_{p_{\min}}^{p_{\max}} \frac{V_{\text{деф}}}{E_{\text{тр.пр}}} dp. \quad (9)$$

При гармоническом (синусоидальном) законе изменения давления p в испытываемой трубе от заданного минимального значения $p_{\min}$ до заданного максимального значения $p_{\max}$ с частотой f (в Гц) зависимость давления от времени t описывается выражением:

$$p = \frac{\left[(p_{\max} + p_{\min}) + (p_{\max} - p_{\min}) \sin\left(2\pi ft - \frac{\pi}{2}\right) \right]}{2}. \quad (10)$$

В данном случае скорость изменения давления dp/dt представляет собой также гармоническую функцию времени t :

$$dp/dt = \pi f (p_{\max} - p_{\min}) \cos(2\pi ft - \pi/2). \quad (11)$$

С учетом зависимости (11) выражение (9) приобретает вид:

$$\Delta V_{\text{деф}} = \pi V_{\text{деф}} f (p_{\max} - p_{\min}) \int_0^{\frac{1}{2f}} \frac{\cos(2\pi ft - \pi/2)}{E_{\text{тр.пр}}} dt. \quad (12)$$

Вычисление $\Delta V_{\text{деф}}$ по выражению (12) с использованием численных методов производится с учетом того, что величина $E_{\text{тр.пр}}$ в соответствии с выражениями (1), (2) и (10) является функцией времени. При этом: $\Omega = 2\pi f$.

Число гидропреобразователей $k_{\text{п}}$, минимально необходимое для проведения испытаний трубы с нагружением ее внутренним давлением, составляет:

$$k_{\text{п}} = \Delta V_{\text{деф}} / V_{\text{п}} \quad (13)$$

где $V_{\text{п}}$ — вместимость водяной полости гидропреобразователя.

Полученное по формуле (13) значение $k_{\text{п}}$ округляется до ближайшего большего целого.

Вычисления по формуле (7) проводятся с учетом выражений (1) — (6), (10) и (11) для интервала времени t от 0 до $1/(2f)$. На основании указанных расчетов формируется таблица соответствующих значений t , p , Q и N и определяются:

- а) максимальное значение Q_{max} расхода Q в этот период времени;
- б) максимальное значение N_{max} мощности потока N воды, поступающей в трубу.

Число $k_{\text{н}}$ силовых масляных насосов, минимально необходимое для проведения испытаний трубы с нагружением ее внутренним давлением, составляет:

$$k_{\text{н}} = iQ_{\text{max}} / Q_{\text{н}}, \quad (14)$$

где i — коэффициент мультипликации гидропреобразователя ($i < 1$);

$Q_{\text{н}}$ — номинальная подача одного силового насоса.

Полученное по формуле (14) значение $k_{\text{н}}$ округляется до ближайшего большего целого.

Давление питания гидропривода $p_{\text{пит}}$ в первом приближении выбирается не меньше большего из следующих значений p_1 , p_2 , p_3 :

$$p_1 = \left[iQ_{\text{н}} / (k_{\text{п}} G_{\text{р. max}}) \right]^2 + p_{\text{н}} / i + \Delta p_{\text{пот}}; \quad (15)$$

$$p_2 = p_{\text{max}} / i + \Delta p_{\text{пот}}; \quad (16)$$

$$p_3 = 3p_{\text{max}} / (2i) + \Delta p_{\text{пот}}, \quad (17)$$

где $G_{p.\max}$ — максимальное значение коэффициента проводимости рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением;

Q_N, p_N — значения соответственно расхода Q и давления p воды в момент времени, когда $N = N_{\max}$;

$\Delta p_{\text{пот}}$ — приведенные к напорному каналу силового насоса максимальные потери давления в гидролиниях (без учета потерь давления на напорном рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя). При выбранном значении $p_{\text{пит}}$ при любых одинаковых значениях давления p из диапазона от $p_{\min}$ до $p_{\max}$ величина расхода, подсчитанная по формуле:

$$Q = G_{\delta.\max} \sqrt{p_{\text{пит}} - p/i - \Delta p_{\text{пот}}} / i, \quad (18)$$

должна быть не меньше значения расхода Q , подсчитанного по формуле (7). Если это условие не выполняется, то значение увеличивается и расчеты по формуле (18) повторяются.

При трапециидальном законе изменения давления в испытываемой трубе для этапа равномерного увеличения давления:

$$p = p_{\min} + 2f(p_{\max} - p_{\min})t / (1 - k_{\text{выд}}/100); \quad (19)$$

$$dp/dt = 2f(p_{\max} - p_{\min}) / (1 - k_{\text{выд}}/100); \quad (20)$$

$$Q = \frac{2V_{\text{деф}} f(p_{\max} - p_{\min})}{E_{\text{тр.пр}} (1 - k_{\text{выд}}/100)}; \quad (21)$$

$$\Delta V_{\text{деф}} = 2V_{\text{деф}} f(p_{\max} - p_{\min}) \int_0^{\frac{1-k_{\text{выд}}/100}{2f}} \frac{1 - k_{\text{выд}}/100}{E_{\text{тр.пр}}} dt, \quad (22)$$

где $k_{\text{выд}}$ — суммарная продолжительность выдержки постоянного значения давления в трубе при трапециидальном законе его изменения в процентах от продолжительности $t_{\text{ц}}$ цикла нагружения ($t_{\text{ц}} = 1/f$).

Если при проведении вычислений с использованием формулы (21) максимальное значение расхода Q получается больше суммарной номинальной подачи силовых насосов, предусмотренных

в гидросистеме стенда для проведения испытаний трубы с нагружением ее внутренним давлением, деленной на передаточное отношение i гидропреобразователя, то значение $Q_{\max}$ для последующих расчетов принимается равным суммарной номинальной подаче указанных силовых насосов, деленной на .

При трапециидальном законе изменения давления можно считать:

$$p_N = p_{\max} \quad (23)$$

$$Q_N = \frac{2V_{\text{деф}} f (p_{\max} - p_{\min})}{E_{\text{тр.пр}} \big|_{p=p_{\max}} (1 - k_{\text{выд}} / 100)}. \quad (24)$$

Все прочие расчеты при трапециидальном законе изменения давления выполняются так же, как и для случая гармонического закона изменения давления, с использованием формул (13), ..., (17). При этом условие, что при выбранном значении $p_{\text{пит}}$ при любых одинаковых значениях давления p из диапазона от $p_{\min}$ до $p_{\max}$ величина расхода Q , подсчитанная по формуле (18), должна быть не меньше значения расхода, подсчитанного по формуле (21), в области значений давления, близких к $p_{\min}$, может не выполняться.

При работе стенда вся механическая энергия, потребляемая силовыми насосами, в конечном итоге преобразуется в тепловую энергию.

За один цикл работы стенда (за время $t_{\text{ц}} = 1/f$) эта энергия $E_{\text{с.н}}$ составляет:

$$E_{\text{с.н}} = (1 + 1/\varphi) i \Delta V_{\text{деф}} p_{\text{пит}} \eta_{\text{н}}, \quad (25)$$

где φ — коэффициент дифференциации эффективных площадей масляного гидроцилиндра гидропреобразователя, представляющий собой отношение эффективных площадей поршня гидроцилиндра со стороны его поршневой и штоковой полостей;

$\eta_{\text{н}}$ — полный коэффициент полезного действия силового насоса.

Соответственно средние за цикл потери мощности $N_{\text{пот.с.н}}$ в процессе работы стенда, связанные с работой силовых насосов, равны

$$N_{\text{пот.с.н}} = E_{\text{с.н}} / t_{\text{ц}} = (1 + 1/\varphi) i \Delta V_{\text{деф}} p_{\text{пит}} f / \eta_{\text{н}}. \quad (26)$$

Охлаждение масла при работе стенда осуществляется, благодаря работе циркуляционных насосов и теплообменных аппаратов с воздушным охлаждением. Мощность $N_{ц.н}$, потребляемая каждым циркуляционным насосом при его работе, также в конечном итоге преобразуется в тепловую мощность.

С учетом последнего положения уравнение теплового баланса при работе стенда принято в следующем виде (с учетом того, что число $k_{т.а}$ используемых теплообменных аппаратов связано с числом $k_{ц.н}$ работающих циркуляционных насосов соотношением: $k_{т.а} = 2k_{ц.н}$):

$$N_{пот.с.н} + k_{ц.н} N_{ц.н} = 2k_{ц.н} K (T_{р.ж} - T_{о.с}), \quad (27)$$

где K — удельная (приходящаяся на один градус перепада температур) мощность рассеивания теплообменного аппарата;

$T_{р.ж}$ — температура масла, которая должна поддерживаться при работе теплообменных аппаратов;

$T_{о.с}$ — текущая температура окружающей среды. На основании уравнения (27) число циркуляционных насосов, минимально необходимое для поддержания температуры масла при работе стенда на уровне $T_{р.ж}$, составляет:

$$k_{ц.н} = \frac{N_{пот.с.н}}{2K (T_{р.ж} - T_{о.с}) - N_{ц.н}}. \quad (28)$$

Полученное по формуле (28) значение $k_{н}$ округляется до ближайшего большего целого.

Как было отмечено выше,

$$k_{т.а} = 2k_{ц.н}. \quad (29)$$

Выбор необходимых параметров работы гидросистемы стенда для случая испытаний трубы нагружением ее поперечными силами, создающими изгибающий момент, проводится при пренебрежении: а) инерционной нагрузкой, возникающей при деформации трубы; б) податливостью (нежесткостью) гидропривода; в) переменностью коэффициента жесткости трубы.

При сформулированных выше допущениях для синусоидального закона изменения силы нагружения $R_{сум}$, создаваемой двумя гидроцилиндрами, установленными на одном портале, имеем:

$$R_{\text{сум}} + F = \left[(R_{\text{max}} + R_{\text{min}}) + (R_{\text{max}} - R_{\text{min}}) \sin(2\pi ft - \pi/2) \right] / 2, \quad (30)$$

где F — поперечная сила нагружения трубы, обусловленная ее силой тяжести и силой тяжести имеющейся в трубе воды;

R_{max} — заданное максимальное значение поперечной силы нагружения;

R_{min} — заданное минимальное значение поперечной силы нагружения;

f — заданное значение частоты изменения поперечной силы нагружения (в Гц);

t — время. После небольших преобразований уравнение (30) приводится к виду:

$$\frac{R_{\text{сум}} - R_0}{R_a} = \sin(2\pi ft - \pi/2), \quad (31)$$

где $R_0 = (R_{\text{max}} + R_{\text{min}})/2 - F \quad (32)$

$$R_a = (R_{\text{max}} - R_{\text{min}})/2 \quad (33)$$

После деления числителя и знаменателя левой части уравнения (31) на коэффициент жесткости $c_{\text{тр}}$ получаем следующее уравнение относительно изменения координаты z поршней гидроцилиндров, осуществляющих нагружение трубы поперечной силой $R_{\text{сум}}$:

$$\frac{z - z_0}{z_a} = \sin(2\pi ft - \pi/2), \quad (34)$$

где $z = R_{\text{сум}}/c_{\text{тр}}$; $z_0 = R_0/c_{\text{тр}}$;

$$z_a = R_a/c_{\text{тр}} \quad (35)$$

В результате дифференцирования соотношения (34) по времени получаем следующее выражение для скорости движения $v = dz/dt$ поршней нагружающих гидроцилиндров:

$$\frac{v}{v_a} = \cos(2\pi ft - \pi/2), \quad (36)$$

где

$$v_a = 2\pi f z_a \quad (37)$$

После возведения выражений (31) и (36) во вторую степень и последующего их сложения имеем:

$$\left(\frac{R_{\text{сум}} - R_0}{R_a}\right)^2 + \left(\frac{v}{v_a}\right)^2 = 1. \quad (38)$$

В соответствие с выражением (36) максимальное значение v_{max} скорости движения поршней гидроцилиндров нагружения составляет

$$v_{\text{max}} = v_a \quad (39)$$

Поскольку нагружение трубы поперечными силами, создающими изгибающий момент, производится четырьмя гидроцилиндрами ($k_{\text{гц}} = 4$; по два гидроцилиндра на каждом из порталов), то максимальный потребный расход Q_{max} гидравлического масла с учетом выражений (37) и (39) равен:

$$Q_{\text{max}} = k_{\text{гц}} A_{\text{п}} v_{\text{max}} = 8\pi f z_a A_{\text{п}} \quad (40)$$

где $A_{\text{п}}$ — эффективная площадь поршня гидроцилиндра нагружения.

Число силовых масляных насосов $k_{\text{н}}$, минимально необходимое для проведения испытаний трубы нагружением ее поперечными силами, составляет:

$$k_{\text{н}} = Q_{\text{max}} / Q_{\text{н}} \quad (41)$$

где $Q_{\text{н}}$ — номинальная подача одного силового насоса.

Полученное по формуле (41) значение $k_{\text{н}}$ округляется до ближайшего большего целого.

Давление питания гидропривода $p_{\text{пит}}$ в данном случае должно быть не меньше значения $p_{\text{пит.min}}$, вычисляемого по нижеприведенной по формуле, полученной исходя из условия касания механической характеристикой гидропривода диаграммы нагрузки, описываемой уравнением (38) [5]:

$$p_{\text{пит.min}} = \frac{1}{2BA_{\text{п}}} \left[B(B + R_0) + R_a^2 / 4 \right] + \Delta p_{\text{пот}}, \quad (42)$$

где

$$B = \frac{1}{A_{\text{п}}} \left(\frac{G_{\text{p.max}} R_a}{4 A_{\text{п}} v_a} \right)^2; \quad (43)$$

$G_{p.\max}$ — максимальное значение коэффициента проводимости рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением;

$\Delta p_{\text{пот}}$ — приведенные к напорному каналу силового насоса максимальные потери давления в гидролиниях (без учета потерь давления на напорном и сливном рабочих окнах дросселирующего гидрораспределителя).

Здесь и далее учтено, что силы R_a и R_0 приходятся на два нагружающих гидроцилиндра, установленных на одном портале.

При трапециидальном законе изменения поперечной силы $R_{\text{сум}}$ для этапа равномерного увеличения силы:

$$R_{\text{сум}} = R_{\min} - F + 2f(R_{\max} - R_{\min}) t / (1 - k_{\text{выд}}/100); \quad (44)$$

$$v = 4z_a f / (1 - k_{\text{выд}}/100), \quad (45)$$

где $k_{\text{выд}}$ — суммарная продолжительность выдержки постоянного значения поперечной силы при трапециидальном законе ее изменения в процентах (%) от продолжительности $t_{\text{ц}}$ цикла нагружения ($t_{\text{ц}} = 1/f$).

Для рассматриваемого случая согласно выражению (45) $v = \text{const}$

$$Q_{\max} = k_{\text{гц}} A_{\text{п}} v = 16 A_{\text{п}} z_a f / (1 - k_{\text{выд}}/100) \quad (46)$$

Определение необходимого числа силовых насосов производится с использованием формулы (41).

В соответствии с выражениями (44) и (45) максимальное необходимое значение $N_{\max}$ мощности $N = R_{\text{сум}} v$ на штоках нагружающих гидроцилиндров, установленных на одном портале, имеет место при $t = (1 - k_{\text{выд}}/100)/(2f)$. При этом:

$$R_{\text{сум}} = R_{\max} - F.$$

Давление питания гидропривода $p_{\text{пит}}$ в данном случае должно быть не меньше значения $p_{\text{пит.min}}$, вычисляемого по нижеприведенной по формуле:

$$p_{\text{пит.min}} = 2(A_{\text{п}} v / G_{p.\max})^2 + (R_{\max} - F) / (2A_{\text{п}}) + \Delta p_{\text{пот}}, \quad (47)$$

где скорость определяется по выражению (45).

При испытаниях трубы нагружением ее поперечными силами, создающими изгибающий момент, вся механическая энергия, потребляемая силовыми насосами, также в конечном итоге преобразуется в тепловую энергию.

За один цикл работы стенда (за время $t_{\text{ц}} = 1/f$) эта энергия $E_{\text{с.н}}$ составляет:

$$E_{\text{с.н}} = k_{\text{гц}} A_{\text{п}} 4z_{\text{а}} p_{\text{пит}} / \eta_{\text{н}} = 16 A_{\text{п}} z_{\text{а}} p_{\text{пит}} / \eta_{\text{н}} \quad (48)$$

где $\eta_{\text{н}}$ — полный коэффициент полезного действия силового насоса.

Соответственно средние за цикл потери мощности в процессе работы стенда, связанные с работой силовых насосов, равны:

$$N_{\text{пот.с.н}} = E_{\text{с.н}} / t_{\text{ц}} = 16 A_{\text{п}} z_{\text{а}} p_{\text{пит}} / \eta_{\text{н}} \quad (49)$$

Потребное число используемых циркуляционных насосов и теплообменных аппаратов, минимально необходимое для поддержания температуры масла при работе стенда на уровне $T_{\text{р.ж}}$, в рассматриваемом случае также определяется с использованием формул (28) и (29).

При проведении испытаний с одновременным нагружением трубы внутренним давлением и поперечными силами (для этого используются разные группы силовых насосов) определение необходимого числа используемых циркуляционных насосов и теплообменных аппаратов производится с учетом суммы средних потерь мощности, вычисленных по формулам (26) и (49).

Результаты вычислений в качестве рекомендуемых значений соответствующих величин выводятся на экран монитора АРМ стенда. На основании этих значений оператор принимает решение о параметрах работы гидросистемы стенда, при которых будет проводиться очередное испытание.

Заключение

Программная реализация расчетов с использованием комплекса формул, приведенных в статье, позволяет на этапе подготовки к проведению испытаний трубы на долговечность внутренним давлением и поперечными силами, вызывающими изгибающий момент, определить параметры работы гидросистемы стенда,

гарантированно обеспечивающие реализацию заданного закона нагружения трубы и при прочих равных условиях рациональные с точки зрения сокращения затрат энергии.

Библиографический список

1. Патент № 2691271 (RU). Стенд для испытаний труб внутренним давлением и на изгиб / В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, А.А. Батурин, Е.В. Талалушкин; опубл. в Б.И. 2019. № 17.

2. Стенд для проведения ресурсных испытаний при циклическом нагружении внутренним давлением стальных труб большого диаметра / В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, А.А. Батурин, И.В. Бухаров // В сборнике: Инновации и импортозамещение в трубной промышленности (Трубы-2016). Труды XXII Международной научно-практической конференции. Под ред. И.Ю. Пышминцева. Челябинск: ОАО «РосНИТИ». 2016. С. 115–118.

3. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под ред. В.Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. — 495 с.

4. **Гойдо М.Е.** Проектирование объемных гидроприводов (Б-ка конструктора). М.: Машиностроение, 2009. — 304 с.

5. **Гойдо М.Е.** Элементы теории гидропривода с дроссельным управлением // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2009. № 11. С. 14 — 18.