

ОПЫТ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН

AN EXPERIENCE OF DESIGNING AND CALCULATION OF AXIAL AUTOBALANCE SYSTEMS OF THE CENTRIFUGAL PUMPS

ЧУРИЛОВА Валентина Ерофеевна, к.т.н., доцент,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина,

КИСЛИЦЫНА Инна Васильевна, с.н.с.,
КРАВЧЕНКО Виктория Анатольевна, с.н.с.,
Научный центр военного института артиллерии при СумГУ,
г. Сумы, Украина.

Abstract .In the article the pump rotor axial force auto-balance system operation is considered from the position of automatic control. The paper gives the recommendations for choice of design. The analysis is given of it static and dynamic characteristics.

Ротор современного высоконапорного насоса представляет собой динамическую систему со сложными силами, среди которых наибольшей является осевая сила, возникающая на рабочих колесах одностороннего входа. Она может достигать значений в сотни и более килоньютон и изменяться в широких пределах, а в отдельных случаях и менять свой знак.

Среди многих способов уравнивания осевых сил наиболее эффективным является использование автоматических уравнивающих устройств (АУУ), работающих в режиме автоматического регулирования, т.е. отслеживающих осевую неуравновешенность ротора на всем диапазоне её изменения. Это позволяет отказаться от методик, уточняющих значение осевой силы на номинальном режиме, и ограничиться только заданием диапазона её изменения от номинального или максимального значения.

Анализ работы УУ с позиций теории автоматического регулирования, согласно [1], позволил разработать универсальный метод статического и динамического расчета для 2-х базовых конструкций УУ на ПК, когда

характеристики их модификаций определяются как частные случаи одного из основных расчетов. Типы базовых конструкций приведены на рис.1 и 2.

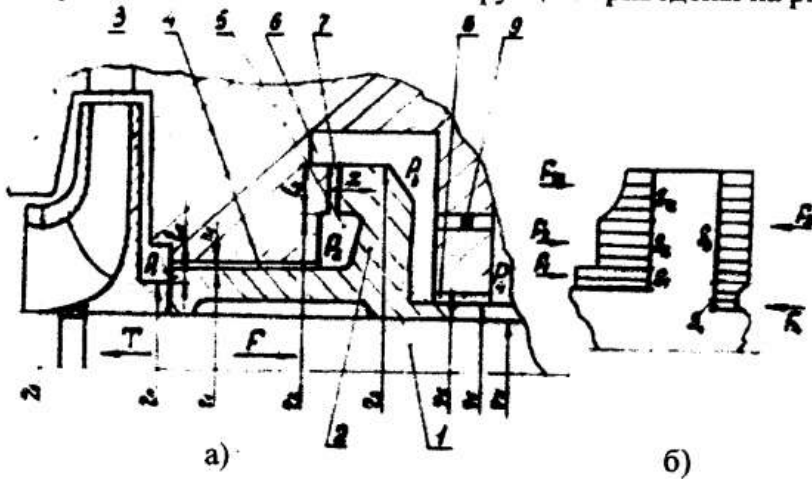


Рисунок 1 – Расчетная схема базовой конструкции АУУ с дополнительным цилиндрическим дросселем 8 и дроссельной шайбой 9:
 а – базовая конструкция,
 б – эпюра распределения давления на разгрузочном диске

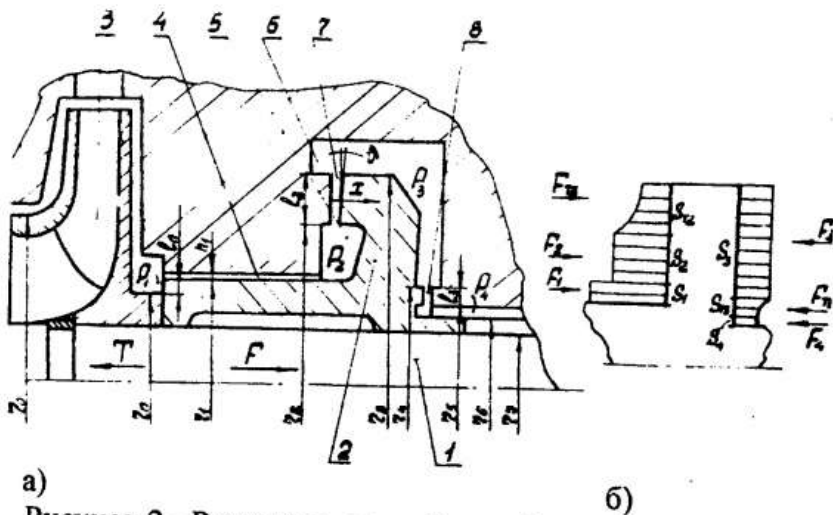


Рисунок 2 - Расчетная схема базовой конструкции АУУ с двусторонним торцовым дросселированием

Разработанная методика позволяет проводить сравнительную оценку характеристик рассматриваемых конструктивных модификаций и анализировать динамическое поведение системы по одной или нескольким характеристикам. Кроме того, разработанная методика позволяет вести проектирование УУ в условиях неопределенности, обеспечивающее достаточный запас прочности и работоспособности системы в широком диапазоне вероятностных изменений внешних воздействий.

Применение ЭВМ значительно расширяет круг инженерных исследований в результате быстрого выполнения большого числа расчетов по математическим моделям, с необходимой точностью учитывающим реальные характеристики элементов УУ и опыт как проектирования, так и работы с программой, о чем и будет сказано в данной работе.

В центробежных насосах одностороннего входа осевая сила на роторе обусловлена неравномерностью распределения эпюры давления на покрывном и рабочем дисках колеса. Она пропорциональна полному напору $P_1 - P_{ex}$ насоса и площади входной воронки $S_{вх.в.}$ и направлена в сторону входной воронки. Такую силу принимаем в расчетах положительной. Однако в целом ряде машин она может при работе менять свой знак, т.е. является знакопеременной, а в ряде турбонасосных агрегатов (ТНА) она - отрицательна, т.е. направлена в сторону нагнетания.

Основные конструкции АУУ для уравнивания положительных, знакопеременных и отрицательных осевых сил представлены на рисунках 1-3, соответственно, детальный расчет которых приведен в работе [1, 2, 3].

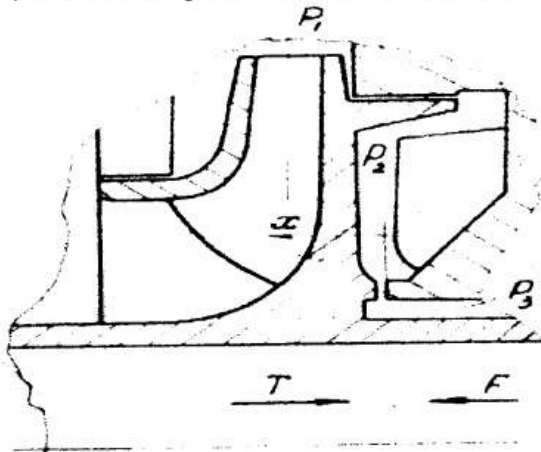


Рисунок 3 – Расчетная схема обращённой гидропятя

Автоматическое уравнивающее устройство (базовая конструкция) представляет собой (рис. 1 и рис. 2) жестко закрепленный на роторе 1 разгрузочный диск 2, образующий разгрузочный уступ 3, цилиндрические дроссели 4 и 8, разгрузочные камеры 5 и 6, торцовый дроссель 7 и дроссельную шайбу 9. На рис.2 дроссель 8 – торцовый, а шайба 9 отсутствует. На рис 3 приведена обращенная авторазгрузка как частный случай конструкции, приведенной на рис.2, воспринимающей отрицательную осевую силу и для которой роль разгрузочного диска выполняет рабочее колесо. Остальные модификации базовых конструкций включают варианты, как с разными геометрическими размерами, так и варианты, у которых отсутствуют дроссели 8 или 4, или шайба 9.

Принцип работы АУУ: при увеличении на колесе осевой силы T ротор смещается влево для конструкций, изображенных на рис. 1 и 2 и вправо - для конструкции 3, так как для неё T - противоположно направлена (отрицательна по знаку). Торцовый зазор x уменьшается, а давление в разгрузочной камере 1 и уравнивающая сила F на разгрузочном диске увеличиваются до установления нового торцового зазора и т.о. нового равновесного положения системы ротор-АУУ.

При расчете и проектировании АУУ предельное значение осевой силы, её знак и диапазон изменения должны задаваться в исходных данных, особенно, для знакопеременных и отрицательных сил.

Разгрузочное устройство представляет собой систему автоматического регулирования, для которой:

- осевое положение ротора (координата x) является регулируемой величиной,
- осевая сила T на колесе и давления P_1 и P_4 - внешние воздействия,
- ротор - объект регулирования.

Гидравлические сопротивления цилиндрических дросселей и дроссельной шайбы 9 постоянны, а сопротивления торцовых дросселей зависят от осевого положения ротора (торцового зазора x).

Статическая и расходная характеристики отражают зависимость безразмерной уравнивающей силы $\varphi = F/F_6$ и расхода $q = Q/Q_6$ на АУУ от безразмерного торцового смещения u разгрузочного диска.

Основные допущения и теоретические выводы функций $\varphi(u)$ и $q(u)$ для приведенных базовых конструкций рассмотрены в работах [1, 2, 3] и в относительных параметрах имеют вид

- для конструкции, изображенной на рис. 1

$$\varphi_I = \sigma_1 \psi_1 - \sigma_4 \psi_4 + \frac{(\sigma_2 + 0.5\sigma_T)(\psi_1 - \psi_4)}{1 + (\alpha_{21} + \alpha_{23})u^3}, \quad (1)$$

- для конструкции, изображенной на рис. 2

$$\varphi_{II} = \frac{F}{P_6 S_6} = \frac{\sigma_2 + 0.5\sigma_{T2}(1 - \lambda_2) + \alpha_{23} \left(\frac{1+u}{1-u}\right)^3 [\sigma_4 + 0.5\sigma_{T3}(1 + \lambda_3)]}{1 + \alpha_{21}(1+u)^3 + \alpha_{23} \left(\frac{1+u}{1-u}\right)^3}, \quad (2)$$

где $\sigma_i = S_i/S_6$ - безразмерные площади разгрузочного диска, $\psi_i = P_i/P_6$ - безразмерные давления, $\alpha_{ij} = g_i^2/g_j^2$ - относительные проводимости системы, относительные геометрические параметры торцового дросселя $\lambda_1 = 0.5l_{T1}/r_{mT1}$, $r_{m1} = 0.5|r_1 + r_{1+1}|$ и безразмерные торцовые зазоры u выбираются:

- для выражения (1) $x_T/x_6 = u$ и

для выражения (2) $\frac{x_{T1/2}}{x_6} = \frac{x_6 \pm x}{x_6} = 1 \pm u$, для этого варианта u - это безразмерное относительное отклонение торцового зазора от среднего положения разгрузочного диска, принимаемого за базовый торцовый зазор $x_6 = 0.5(x_{T1} + x_{T2})$.

Выражение статической и расходной характеристик односторонней гидропята имеют вид (1) и (2), если в них коэффициенты α_{23} и σ_{T3} приравнять нулю. Для обращенной гидропята (схема 3) α_{12} и σ_{T1} равны нулю и изменение u задается от -1 до $+1$, при этом нужно контролировать знаки уравновешивающей силы и зазора. Для коротких торцовых зазоров коэффициенты λ_2 и λ_3 можно не учитывать и в расчетах приравнять нулю.

При выборе базовых параметров необходимо учитывать тип конструкции АУУ, а именно базовый торцовый зазор x_6 .

Для конструкций 1 и 3 за базовый торцовый зазор рекомендуется принимать торцовый зазор на номинальном режиме работы насоса или в границах его изменения, т.е. x_6 принимать в пределах $1-2 \cdot 10^{-4}$ м.

Для схемы 2, как уже отмечалось, x_6 - это половина полного торцового зазора по обоим торцовым дросселям, т.е. $x_6 = 0.5(x_{T1} + x_{T2})$. Для обеспечения малых протечек через УУ необходимо, чтобы $x_6 = 1-2 \cdot 10^{-4}$ м, что существенно ограничивает применение этих гидропят. Выполнить такую сборку УУ технически сложно, обеспечив при этом требуемые допуски по обеим торцовым поверхностям. Только в очень сложных машинах, у которых происходят значительные изменения осевой силы в обоих направлениях, необходимо использовать такие гидропята.

Для большинства машин достаточно применять одностороннюю гидропята, т.е. без дополнительных дросселей за первой разгрузочной камерой, расчет характеристик которой можно получить как частный случай базовой пята по схеме 1 или 2.

За базовые значения давления и площади целесообразно принимать полный напор машины и площадь входной воронки рабочего колеса, из условия, что предельное значение осевой силы пропорционально их произведению. На статической характеристике это будет соответствовать значению $\varphi = 1$. Для соответствия графиков статических характеристик турбонасосных агрегатов достаточно принять базовую площадь S_6 из условия $S_6 = T_{max}/P_6$, где $P_6 = P_1 - P_{ex}$.

За базовое значение расхода Q_6 принимается расход через пята при $u = 1$ или $u = u_{ном}$, где $u_{ном}$ определяется по статической характеристике исходной конструкции. Для её модификаций Q_6 необходимо оставлять тем же, чтобы сравнение проводилось в одних относительных величинах. Значение расходной характеристики при $q = 1$ будет соответствовать в реальных единицах расходу через пята на заданном ($u = 1$) или номинальном

($u_{ном}$) режиме работы машины, что удобно для проведения сравнительной оценки рассматриваемых конструкций.

Для машин с незначительными колебаниями осевой силы T в конструкции УУ можно использовать разгрузочный уступ 3, рис.1, т.е. вводить S_n и т.о. уменьшать диапазон регулирования F .

Для машин, у которых возможны малые отрицательные значения осевой силы T , можно использовать односторонние гидропята, для которых уравнивание отрицательной составляющей осевой силы обеспечивается разностью площадей по осевым поверхностям разгрузочного диска ΔS , т.е. $R_n > R_0$, рис.1. Необходимо выполнить условие $-T = \Delta S \cdot P_4$, где $\Delta S = S_3 + S_4 - S_1 - S_2$.

При конструировании УУ важным фактором является выбор площади S_2 . С одной стороны она определяет уравнивание максимальной осевой силы на роторе, а с другой стороны влияет на предельное значение объёма разгрузочной камеры при обеспечении динамической устойчивости системы.

Следовательно $S_2 \approx \frac{T_{max}}{P_1}$, т.е. $R_2 > R_{ак.с} = R_0$ (рис.1).

С другой стороны $S_2 = \frac{V_2}{H_2}$, где H_2 – глубина разгрузочной камеры.

В ТНА для обращённой гидропята ограничений по R_2 нет, т.к. T_{max} не зависит от $S_{ак.с}$, а для обеспечения минимального объёма разгрузочной камеры целесообразно S_2 уменьшать т.о., чтобы глубина H_2 соответствовала конструктивным размерам.

В ТНА возможно расположение разгрузочной камеры ближе к внешнему радиусу рабочего колеса, но в этом случае требуется уточнять в программах базовых расчётов выражения как осевой, так и уравнивающей сил обращённой гидропята.

В программах φ и q , и безразмерный коэффициент статической жесткости $k_s = \frac{\partial \varphi}{\partial u}$ вычисляются в цикле относительно u для каждой рассматриваемой модификации базовой конструкции.

Система статически устойчива при условии $k_s < 0$, т.е. с уменьшением торцового зазора уравнивающая сила возрастает. Потеря статической жесткости наблюдалась для тонких разгрузочных дисков при их деформации и образования диффузорного профиля торцевой щели, что необходимо учитывать при выборе толщины диска. Для обеспечения диффузорного профиля каждого дросселя целесообразно в них выполнять подрезы, т.н. ступеньки Рэлея, без изменения их проводимостей и протечек через УУ, согласно рекомендациям, приведенным в [4].

Геометрические размеры уравнивающего устройства необходимо выбирать из условий ограничения протечек через гидропята и мини-

мальных изменений торцового зазора при изменениях осевой силы, также условий статической и динамической устойчивости системы.

Для обеспечения требований по протечкам и необходимой крутизны статической характеристики важным условием при конструировании УУ является выбор проводимостей дросселей, а соответственно коэффициента $\alpha_{21} = g_{m6}^2 / g_1^2$.

Его можно представить в виде произведения коэффициентов α_ζ и α_f , и провести анализ их влияния:

$$\alpha_{T1} = \alpha_{21} = \alpha_f \cdot \alpha_\zeta,$$

$$\text{где } \alpha_f = \frac{f_{T6}^2}{f_1^2} = \left(\frac{\frac{r_2 + r_3}{2} \cdot x_6}{r_1 \cdot h_1} \right)^2;$$

$$\alpha_\zeta = \frac{\zeta_1}{\zeta_6} = \frac{1.5 + 0.02 \cdot \frac{h_1}{h_2}}{0.03 \cdot \frac{r_2 - r_3}{x_6}}.$$

Коэффициент α_f влияет значительно больше на величину α_{T1} , чем коэффициент α_ζ , следовательно первоначально размеры дросселей можно выбирать по параметру α_{T1} и α_ζ .

Для цилиндрических дросселей с малыми потерями по длине щели ζ_{12} необходимо проверять соотношение его с коэффициентом потерь на входе в щель ζ_{11} , принимаемым для развитого турбулентного течения равным 1,3-1,5 и не учитывать его для коротких щелей.

Так при расчетах трех вариантов дросселей обращенной гидропаты получили, что для варианта с $\alpha_{T1} = 2.045$ протечки через уравновешивающую систему в установившемся режиме минимальные, а статическая характеристика более крутая, следовательно, в заданном диапазоне изменения осевой силы пределы изменения торцового зазора будут наименьшими.

Из-за избытка определяющих параметров многие из них приходится принимать из конструктивных и технологических соображений, основываясь на имеющемся опыте проектирования подобных машин. Принимаемые зазоры цилиндрического h_1 и торцового x_6 дросселей определяются уровнем технологии, чистотой перекачиваемой среды, антизадириными свойствами материалов сопряженных поверхностей и на основе расчетов УУ.

Протечки через уравновешивающую систему должны быть как можно меньше. Обычно принимают $Q = (0.02 \div 0.04) Q_n$. При больших протечках односторонней гидропаты её следует заменить конструкциями 1 или 2.

При выборе оптимальных размеров дросселей, а соответственно и конструкции гидропята нужно провести сравнительный анализ характеристик всех, рассматриваемых в расчете, конструкций.

Расчет на одни и те же параметры статических и расходных характеристик нескольких вариантов систем уравнивания и изображение графиков в одной и той же системе координат – позволяет проводить их сравнительную оценку, т.е. в задаваемом диапазоне изменений осевой силы $\varphi_{\min} \leq \varphi_{\text{ном}} \leq \varphi_{\max}$ определять изменения торцового зазора и протечек через УУ.

С учетом требований на протечки и условия работы машины выбирается оптимальная модификация гидропята. При этом следует обеспечивать не только статическую устойчивость системы $k_s < 0$, но и динамическую устойчивость.

В динамическом расчете необходимо проверять динамическую устойчивость системы по алгебраическому критерию Рауса [5] как на равновесном, так и на предельных значениях торцового зазора.

Для наиболее ответственных машин необходимо проводить анализ динамических характеристик в полном объеме, предусмотренном в алгоритме рассматриваемых программ, а именно: определять по частотным характеристикам комплексной жесткости регулятора и АФЧХ всей системы зоны неустойчивых и резонансных частот системы, особенно в диапазоне до $200 \cdot \omega_{\text{раб}}$ и по годографу Найквиста сравнивать запасы устойчивости системы по амплитуде и фазе для рассматриваемых конструкций УУ, согласно [3, 5]. Более детальное описание анализа динамических характеристик изложено в работе [3].

Анализ динамики базовых конструкций УУ 1 и 2 ограничен одномерным движением жесткого ротора и не учитывает связи, существующей между его изгибными и осевыми колебаниями. Ротор и гидропята рассматривались как системы с сосредоточенными параметрами, совершающие осевые колебания относительно положения статического равновесия, характеристики которого определяются в статическом расчете.

При выводе уравнений динамики учтено демпфирование среды в торцовых зазорах, сжимаемость рабочей среды в разгрузочных камерах и инерционные потери в дросселях гидравлического тракта, обусловленные нестационарностью течения.

Анализ динамического состояния системы проводился по линеаризованной системе уравнений в области небольших изменений равновесного торцового зазора, согласно теоремам А.М.Ляпунова. При других значениях торцового зазора динамический расчет необходимо выполнять снова.

При выполнении динамического расчета по универсальным программам базовых конструкций 1 или 2 не следует занижать точность вычислений коэффициентов характеристических уравнений и членов табли-

цы Рауса и обнулять малые числа, т.к. это приводит к искажению результатов расчета динамической устойчивости.

Обнуление отдельных коэффициентов может привести к введению нулевых корней уравнения. Занижение точности счета увеличивает погрешность расчета членов таблицы Рауса и появлению в ней нулей. Разброс значений коэффициентов уравнений регулятора и всей системы необходимо корректировать выбором масштабного T и временного Π , коэффициентов.

К неправильным выводам относительно динамической устойчивости приводят расчеты без учета инерционных потерь (T_{ii}) в дросселях УУ. В таблице 1 приведены расчеты обращенной гидропняты с учетом (вариант 1.2; $T_{ii} \neq 0$) и без учета (вариант 1.3; $T_{ii} = 0$) инерционных потерь.

Таблица 1 - Результаты расчета динамических характеристик и анализа влияния отдельных параметров на динамическую устойчивость УУ

№ варианта	1.1	1.2	1.3	1.4
r_1		0,178		
r_2		0,080		
r_3		0,076		
r_4		0,070		
h_1		$0,2 \times 10^{-3}$		
l_1		0,030		
k		1000		
T_{11}	$\neq 0$	$\neq 0$	$= 0$	$\neq 0$
T_{12}	$\neq 0$	$\neq 0$	$= 0$	$= 0$
Π_t		10^4		
H_1	$0,45 \times 10^{-2}$	$0,60 \times 10^{-2}$		$0,45 \times 10^{-2}$
Критерий Рауса	уст.	не уст.	уст.	уст.
Критерий Найквиста	уст.	не уст.	уст.	уст.

По таблице Рауса для варианта 1.3 система устойчива, а с учетом инерционных потерь - нет. В варианте 1.4 в коротком торцовом зазоре инерционные потери не учтены и это не привело к завышению результатов по динамической устойчивости. Таким образом, при анализе динамической устойчивости для коротких дросселей инерционными потерями можно пренебречь.

При вычислении частотных характеристик комплексной жесткости регулятора и АФЧХ замкнутой и разомкнутой систем необходимо изменять шаг ω в области резонансных или неустойчивых частот.

Важным фактором для динамической устойчивости является объем разгрузочной камеры. При увеличении этого объема система может терять устойчивость и наоборот. Так, при увеличении глубины разгрузочной камеры с 0,45 до 0,60 см (варианты расчетов 1.1 и 1.2 таблицы 1) приводит к потере динамической устойчивости обращенной гидропняты. Это можно

использовать как один из путей отстройки от неустойчивых режимов работы авторазгрузки.

Для оптимальной конструкции необходимо исследовать не только динамические характеристики и динамическую устойчивость, но проводить сравнительную оценку запасов устойчивости по амплитуде и фазе по годографам Найквиста систем уравнивания при одной и той же уравнивающей силе, соответственно при их равновесных торцовых зазорах. На рис. 4 приведены годографы Найквиста 2-х конструкций.

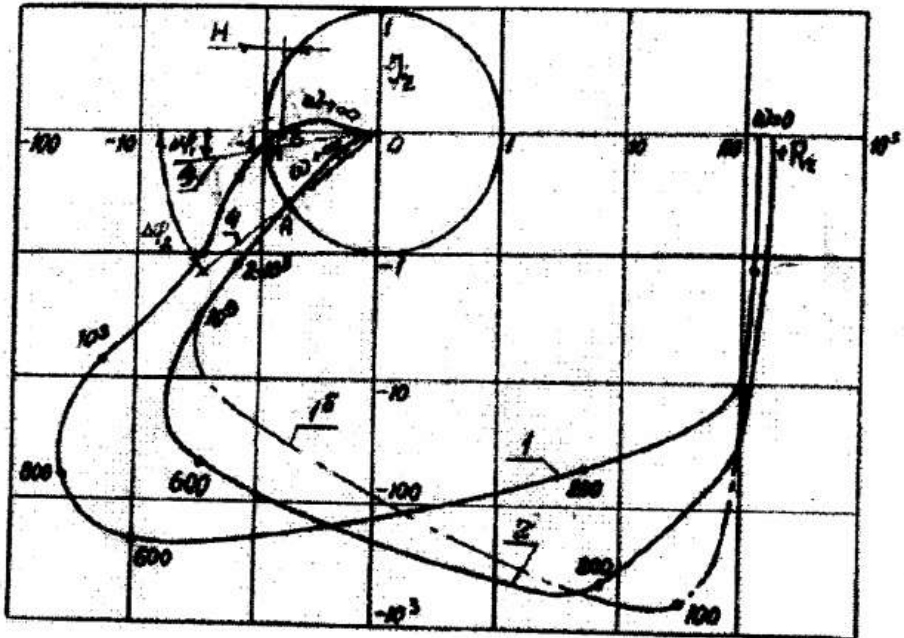


Рисунок 4 – Годографы Найквиста: кривая 1 - для односторонней гидроплаты, кривая 1б – без учета инерционных потерь, кривая 2 – базовая конструкция с дополнительной цилиндрической щелью

Динамический расчет проведен только на установившихся режимах (на равновесном u) работы системы и не учитывает переходных процессов при пуске и остановке насоса. Анализ динамики УУ не учитывает связи, существующей между изгибными и осевыми колебаниями ротора.

Сама методика анализа систем уравнивания с позиций теории автоматического регулирования [1] продуктивна и позволяет применение ПК для любой системы уравнивания, отличной от конструкций 1 и 2 и их модификаций.

Алгоритм программы позволяет в дальнейшем вводить уточняющие исходную модель корректировки и совершенствовать методику расчета УУ или создавать по такому типу, с учетом рекомендаций [1], программы расчетов других конструктивных систем автоматического уравнивания осевых сил, не включенных в рассмотренные модификации УУ.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. - М.: Энергоатомиздат, 1987.-256 с.
2. Чурилова В.Е., Кислицына И.В. Методы сравнительной оценки систем автоматического осевого уравнивания роторов центробежных машин.- Труды IX Международной научно-технической конференции "Гервикон-99".-Сумы, 1999, с.242-247.
3. Чурилова В.Е. Оценка динамической устойчивости систем авторазгрузки роторов центробежных машин. -Труды Международной научно-технической конференции "Гервикон-99".-Сумы, 1996,с.215-225.
4. Чурилова В.Е. Расчет характеристик кольцевого канала со ступенчатым изменением зазора. -В кн.: Гидравлические машины: Респ. межвед. науч.-техн. сб. Харьков,1981,N15,с.45-51.
5. Основы теории автоматического регулирования. Учебник для машиностроительных специальностей вузов. Под ред. В.И. Крутова.- М.:Машиностроение. 1984, -368 с.