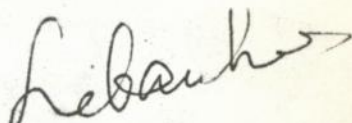


Одесский государственный политехнический университет

На правах рукописи

ЛЕ ВАН ХОК



ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЛОКА ЦИЛИНДРОВ  
АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Специальность 05.02.02 - Машиноведение

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Одесса - 1996



AB 35.052

Диссертация является рукописью.

- Научный руководитель - доктор технических наук,  
профессор Дашенко Александр Федорович.  
Официальные оппоненты - доктор технических наук,  
профессор Белоконев Игорь Максимович.  
- кандидат технических наук, доцент  
Архангельский Георгий Владимирович.

Ведущая организация - Украинский институт краностроения.

Защита состоится " 18 " июня 1996 г. в 14<sup>00</sup> часов  
на заседании специализированного совета Д. 05. 06. 01. при  
Одеском государственном политехническом университете по адресу:  
270044, Одесса, пр. Шевченко, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОГПУ.

Автореферат разослан " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 1996 г.

Ваш отзыв в одном экземпляре, заверенный печатью просим  
направить по указанному адресу.

Ученый секретарь  
специализированного совета,  
доктор технических наук, профессор

И.М. Белоконев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность проблемы:** ускорение научно-технического прогресса связано с созданием принципиально новых механизмов и конструкций имеющих высокие технические и экономические показатели.

Известно, что из всех типов бесступенчатых приводов вращательного типа наилучшие массогабаритные показатели и динамические качества обеспечивает объемный гидропривод с аксиально-поршневыми гидромашинами (АПГ). АПГ отличаются малыми габаритами, весом и моментом инерции вращающихся частей. Они допускают форсирование по давлению, быстроходны и имеют высокий КПД, относительно простоту в регулировании.

Основной деталью АПГ является блок цилиндров. Конструирование основного элемента АПГ состоит в нахождении размеров блока цилиндров (БЦ), прочность, жесткость и износостойкость которого в значительной степени определяют технические параметры гидромашин. Существующие методы расчеты БЦ основываются на ряде допущений, которые в ряде случаев существенно упрощают как геометрию этой детали, так и характер действующих нагрузок. Один из перспективных методов расчета-метод конечных элементов (МКЭ) - позволяет достаточно точно определить напряженно-деформированное состояние БЦ. Однако из-за громоздкости область применения этого метода в настоящее время ограничена проверочными расчетами существующих конструкций в статике. В действительности БЦ испытывает циклические нагрузки, поэтому исследование динамики БЦ при динамических нагрузках с целью повышения его технических показателей очень актуально.

**Целью работы** является исследование возможности повышения технических показателей АПГ на основании данных, полученных при анализе режима их работы при учете динамических нагрузок.

**Методы исследования:** работа выполнена на основании теоретических и экспериментальных исследований, включающих: метод динамических податливостей и динамических жесткостей В.Л. Бидермана для получения спектра частот собственных колебаний БЦ; определение зависимости функции жесткости БЦ от его конструктивных параметров; разработка возможных вариантов конструкций БЦ по величине коэффициента динамичности при различных режимах работы АПГ.

**Научная новизна:** Предложена новая расчетная схема и математическая модель для определения частот собственными колебаний БЦ. При этом, БЦ АПГ рассматривается как упругая система под действием

циклических нагрузок. Получена аналитическая зависимость функции жесткости БЦ от его конструктивных параметров. Разработана методика анализа спектра частот собственных колебаний БЦ по методу динамических податливостей и динамических жесткостей. Получены величины коэффициента динамичности БЦ в зависимости от его конструктивных параметров при различных режимах работы АПГ, позволяющие:

-разработать по выбору варианта конструкций БЦ АПГ, обеспечивающим условие работы БЦ с коэффициентом динамичности меньше определенных величин ( $K_d \leq 2$ ) при всех режимах работы;

-проводить проектирование новых конструкций БЦ АПГ, отвечающих требованиям прочности с учетом эксплуатационных условий.

Практическая ценность: Аналитически и расчетно подтверждены реальные режимы работы БЦ АПГ с учетом явления резонанса при некоторых значениях конструктивных параметров. Предложены возможные варианты конструкций БЦ АПГ 223-25, при которых режим работы блока будет не резонансным с коэффициентом динамичности меньше 2.

Публикации: по теме диссертации опубликовано 3 работы.

Структура и объем работы: Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения, описки литературы из 104 наименований. Работа изложена на 160 страницах машинописного текста, содержит 114 страниц основного текста, 67 рисунков, 11 таблиц.

#### КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение. Рассмотрена актуальность проблемы расчета прочности блока цилиндров АПГ при динамических нагрузках.

В первой главе отражены состояния вопроса конструкций БЦ АПГ. Указаны основные методы расчета прочности БЦ.

К блоку цилиндров как к детали, определяющей работоспособность АПГ, предъявляется ряд важных конструктивных требований, предъявляемых в работах В.Н.Прокофьева, Т.М.Башты, А.В.Кулагина, А.В.Синева, Г.Ф.Бодрашевой, Р.М.Пасынова, В.Хейля и других.

Наиболее известным методом расчета блока цилиндров является метод определения напряжения и деформаций для условной толстостенной трубы, изображенный в работах В.Н. Прокофьева и А.В.Кулагина.

Другим методом расчета блока цилиндров на прочность является расчет прочности перемычки между цилиндрами.

Появление и быстрое развитие электронных вычислительных машин обуславливают широкое применение численных методов теории

упругости при исследовании напряженно-деформированного состояния объектов сложной формы. Наиболее распространенным в настоящее время является метод конечных элементов (МКЭ).

Громоздкость получаемого решения, сложность его анализа, отсутствие аналитических зависимостей, позволяющих вести сравнение различных конструкций БЦ, является основными недостатками метода конечных элементов, а поэтому данный метод можно рекомендовать только для проверочных прочностных расчетов.

Во всех выше рассмотренных методах расчета не учитывался динамический характер действующих на блок цилиндров нагрузок. В действительности рабочие цилиндры нагружены пульсирующим давлением рабочей жидкости. Анализ структуры материала блока в зоне разломов свидетельствует об усталостном характере разрушений. Динамические нагрузки оказывают существенное влияние на усталостную прочность детали и во многом ее определяют. Поэтому расчет прочности и долговечности БЦ при их динамическом нагружении представляет наибольший практический интерес, хотя до настоящего времени не выполнялся.

Целью настоящей диссертационной работы является исследование динамики БЦ АПГ с целью повышения их технического уровня.

При достижении данной задачи были решены следующие задачи:

- провести анализ нагрузок, действующих на БЦ;
- разработать расчетные схемы и математическую модель для определения частот собственных колебаний БЦ;
- провести анализ зависимости функции жесткости БЦ от его конструктивных параметров;
- определить спектр частот собственных колебаний блока в зависимости от его конструктивных параметров;
- определить аналитическую зависимость коэффициента динамичности БЦ от его конструктивных параметров при различных режимах работы;
- на основании аналитических исследований дать рекомендации по возможным вариантам конструкций БЦ;
- провести апробацию предложенной расчетной схемы на конкретной конструкции АПГ 223-25.

Во второй главе проводится анализ нагрузок, действующих на блок цилиндров АПГ.

В основу силового анализа узлов АПГ, выполненного в работах К.В.Фролова, В.Н.Прокофьева, Т.М.Башты, А.В.Синева и других исследователей принимается допущение, позволяющее не учитывать ряд

факторов, оказывающих незначительные влияния на действующие нагрузки. АПГ используются в гидросистемах, где инерционный и скоростной напор рабочей жидкости значительно меньше давления в нап-

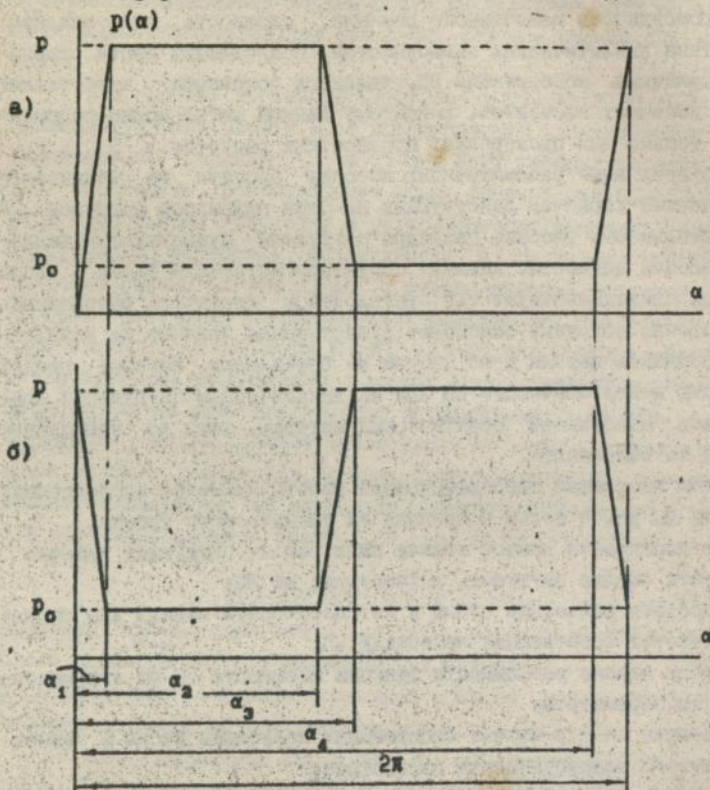


Рис. 1. Зависимость изменения давления рабочей жидкости в цилиндре АПГ:

а) моторный режим работы; б) насосный режим работы.

порной магистрали, поэтому давление во всем объеме цилиндра блока принимается постоянным. По сравнению с изменением давления в цилиндрах давление в напорной магистрали принимается неизменными либо медленно изменяющимися, а поэтому рассматривается изменение давления только в цилиндрах.

Индикаторная диаграмма изменения давления рабочей жидкости

при моторном режиме работы АПГ представлена на рис. 1.а и определяется следующим выражением:

$$p = \begin{cases} p_0 + \frac{p - p_0}{2\pi + \alpha_1 - \alpha_4} - (2\pi + \alpha - \alpha_4) & ; 0 \leq \alpha \leq \alpha_1 \\ p & ; \alpha_1 \leq \alpha \leq \alpha_2 \\ p - \frac{p - p_0}{\alpha_3 - \alpha_2} (\alpha - \alpha_2) & ; \alpha_2 \leq \alpha \leq \alpha_3 \\ p_0 & ; \alpha_3 \leq \alpha \leq \alpha_4 \\ p_0 + \frac{p - p_0}{2\pi + \alpha_1 - \alpha_4} - (\alpha - \alpha_4) & ; \alpha_4 \leq \alpha \leq 2\pi \end{cases} \quad (1)$$

Для насосного режима работы индикаторная диаграмма изображена на рис. 1.б и определяется выражением:

$$p = \begin{cases} p - \frac{p - p_0}{2\pi + \alpha_1 - \alpha_4} (2\pi - \alpha_4 + \alpha) & ; 0 \leq \alpha \leq \alpha_1 \\ p_0 & ; \alpha_1 \leq \alpha \leq \alpha_2 \\ p_0 + \frac{p - p_0}{\alpha_3 - \alpha_2} (\alpha - \alpha_2) & ; \alpha_2 \leq \alpha \leq \alpha_3 \\ p & ; \alpha_3 \leq \alpha \leq \alpha_4 \\ p - \frac{p - p_0}{2\pi + \alpha_1 - \alpha_4} (\alpha - \alpha_4) & ; \alpha_4 \leq \alpha \leq 2\pi \end{cases} \quad (2)$$

где  $p_0$  - давление во всасывающей (сливной) магистрали.

$p$  - давление во нагнетательной (напорной) магистрали.

$\alpha_1$  - углы поворота ЕЦ, которые отсчитываются по направлению вращения его от положения, в котором поршень рассматриваемого цилиндра находится во внутренней мертвой точке, соответствующей минимальному объему рабочей жидкости в цилиндре.

Углы  $\alpha_1, \alpha_3$  - соответствуют моменту соединения цилиндра с полостями распределителя;

$\alpha_2, \alpha_4$  - моменту отключения цилиндра от полостей распределителя. Фронт изменения давления индикаторной диаграммы АПГ с нулевым перекрытием распределителя имеет длительности фаз прохождения разделительной перемычки соответствующую углу поворота блока цилиндров.

индров примерно на  $3^0$ . Поэтому даже для такой конструкции распределительного устройства форма индикаторной диаграммы может приниматься прямоугольной формой.

Третья глава посвящена выбору расчетной схемы; формированию математической модели; анализу зависимости функции жесткости БЦ от его конструктивных параметров; алгоритму и программе расчета спектра частот собственных колебаний БЦ АПГ.

Рассматривается элемент блока, срезанный двумя осевыми сечениями по центрам соседних отверстий и центру блока (рис.2.а). Внешние связи этого элемента моделируются системой пружин и демпфера, что представлено на рис.2.б. Расчетная схема разделяется на две подсистемы (рис.2.в), уравнения которых описываются по принципам Остроградского - Гамильтона и Лагранжа и имеет следующий вид:

$$EJ \frac{\partial^4 y(z,t)}{\partial z^4} + m_0 \frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3)$$

$$m \frac{d^2 y(z,t)}{dt^2} + K_0 \frac{dy(x,t)}{dt} + C y(z,t) = 0.$$

где: E-модуль упругости материала, J-инерционный момент сечения балки-полосы.

Жесткость C определяется путем замены площади поперечного сечения балки-полосы равновеликим прямоугольником со сорной a, равной длине средней линии сечения балки-полосы:

$$C = E J S a^2 / 24 L^3. \quad (4)$$

где j - количество цилиндров, находящихся под давлением; E - модуль упругости материала; S - площадь поперечного сечения балки-полосы; L - длина цилиндра.

Параметр a определяется по выражению:

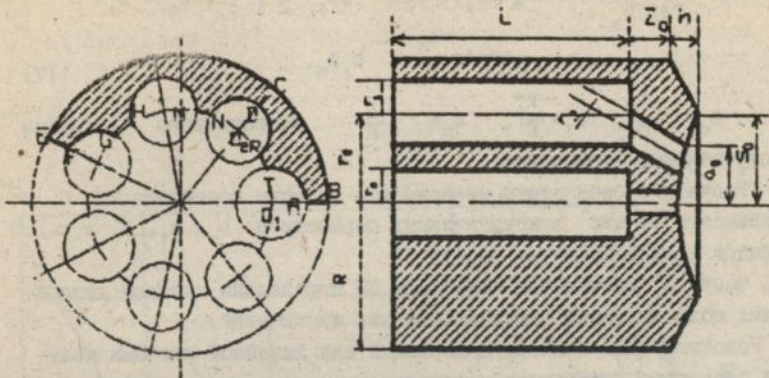
$$a = \frac{1}{T} ( \pi R + \pi r_0 - \pi r_1 ) \quad (5)$$

Площадь поперечного сечения определяется выражением:

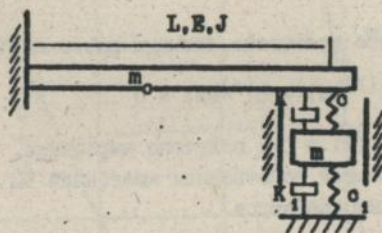
$$S = (2R^2 - 9r_1) \frac{\pi}{21} + (r_1^2 - r_0^2) \arctg \frac{r_1}{r_0} - r_1 r_0 \quad (6)$$

где R-радиус наружной стенки;  $r_0$ -радиус расположения центров цилиндров;  $r_1$ -радиус цилиндра.

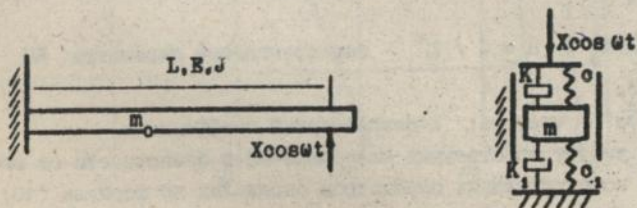
Поставив выражений (3.13) и (3.14) в (3.12) и выразив  $r_1$ ,  $r_0$ , L через безразмерные величины, получим:



а . Разрезы блока цилиндров;  
 а.1 Поперечный; а.2 Продольный.



б . Расчетная схема при определении частот  
 собственных колебаний блока цилиндров АПГ.



в . Схема подсистем

Рис.2 К выбору расчетной схемы

$$C = \frac{E R}{24 J \beta_a} (\pi + \pi b_0 - 1 b_1)^2 \left[ (2 - 9 b_1^2) \frac{\pi}{2} + (b_0^2 - b_1^2) \arctg \frac{b_1}{b_0} - b_1 b_0 \right] \quad (7)$$

где  $b_0 = \frac{r_0}{R}$ ,  $b_1 = \frac{r_1}{R}$ ,  $b_2 = \frac{L}{R}$  - безразмерные величины конструктивных параметров.

Расчетные результаты зависимости функции жесткости БЦ  $C$  в зависимости от его конструктивных параметров  $b_0$ ,  $b_1$ ,  $b_2$  в виде графиков представлены на рис. 3.

Частоты собственных колебаний БЦ определены методом динамической податливостей или динамических жесткостей.

Условием совместности деформаций для линейной системы является следующее выражение:

$$X D^{(1)}(\omega) + X D^{(2)}(\omega) = 0, \quad (8)$$

где  $D^{(1)}(\omega)$  и  $D^{(2)}(\omega)$  - динамические податливости первой и второй подсистем.

При этом частотное уравнение системы имеет вид:

$$D^{(1)}(\omega) + D^{(2)}(\omega) = 0. \quad (9)$$

Исходя из уравнений (3) и (9) получено выражение, определяющее зависимость величин частот собственных колебаний БЦ от его жесткости и конструктивных параметров.

$$\left( C - V E n \lambda^4 \right) + \left[ \left( \frac{C}{2} - V E n \lambda^4 \right) \frac{C}{2} - \frac{E}{4 m_0} n K_0^2 \lambda^4 \right] x \\ \frac{L^3}{E J \lambda^3} \frac{\operatorname{ch} \lambda \operatorname{sh} \lambda - \operatorname{sh} \lambda \operatorname{cosh} \lambda}{1 + \operatorname{ch} \lambda \operatorname{cosh} \lambda} = 0 \quad (10)$$

где  $V = m / m_0$ ,  $n = J / L^4$  - конструктивные параметры БЦ

$\omega = \sqrt{\frac{E J}{m_0} \frac{\lambda^4}{L^2}}$  - частота;  $\lambda$  - безразмерный коэффициент.

Спектр частот собственных колебаний БЦ в зависимости от его жесткости и конструктивных параметров определен по формуле (10). В четвертой главе приводится анализ зависимости величин коэффициента динамичности БЦ от его жесткости и конструктивных параметров.

$10^6 \cdot C \text{ кН/м}$

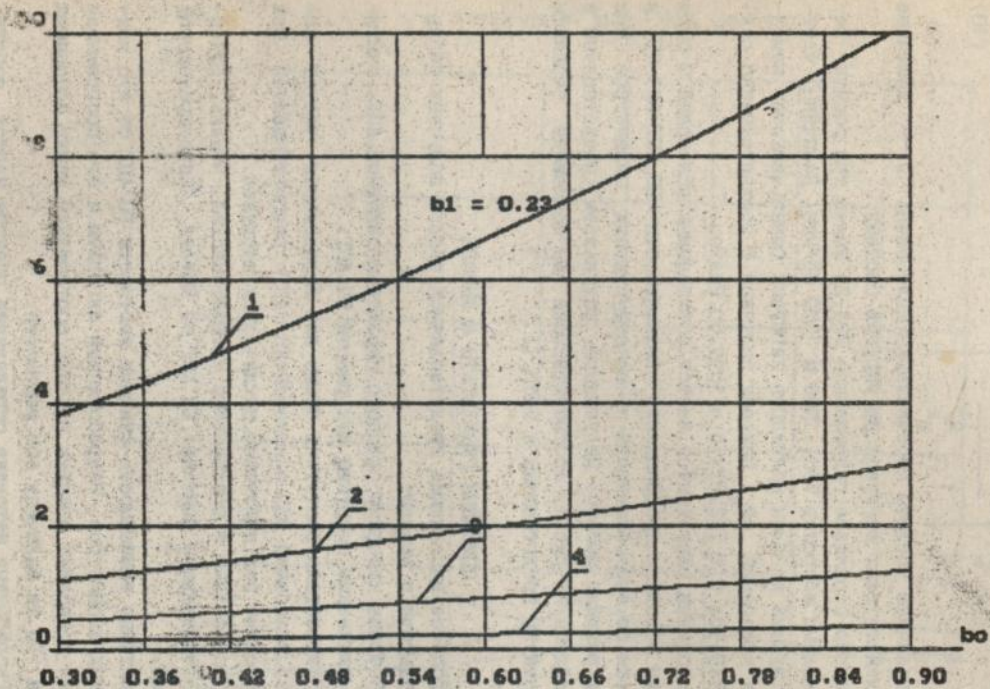


Рис. 3 Жесткость блока цилиндров АПГ 223-25

с расчетными величинами  $b_2$ : 1 - 0,5; 2 - 0,75; 3 - 1,0; 4 - 1,5

етров при различных режимах работы. Коэффициент динамичности упругой системы при колебаниях определяется выражением:

$$K_d = \left| \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}} \right| \quad (10)$$

где  $\omega$  - величина частоты собственных колебаний;  $\Omega$  - величина частоты действующих нагрузок на упругую систему.

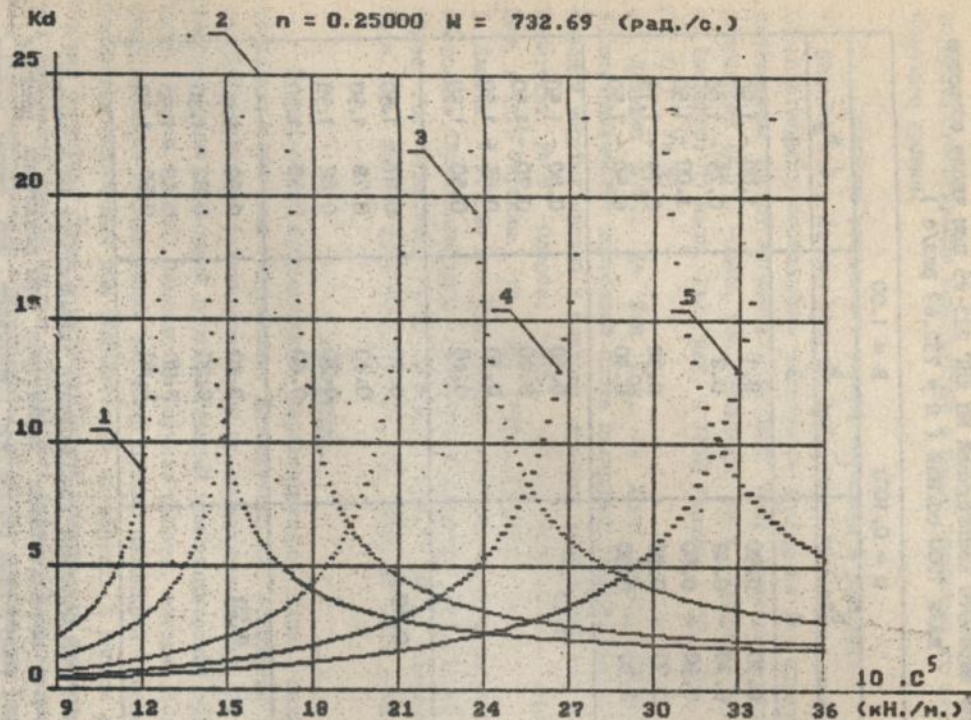
Аксиально-поршневая гидромашина 223-25 имеет три режима работы с числами оборотов 750, 1000 и 1500 об/мин. Величины частоты действующих на блок цилиндров нагрузок равны частотам коммутационных колебаний  $1\Omega_{ц}$ . Поэтому величины  $\Omega$  соответственно равны:  $\Omega_1 = 549.50$ ;  $\Omega_2 = 732.67$ ;  $\Omega_3 = 1099.00$  Рад/с.

На основании результатов частот собственных колебаний  $\omega$  были определены величины коэффициента динамичности БЦ АПГ 223-25 в зависимости от его жесткости и конструктивных параметров при различных режимах работы. Полученные результаты представлены в виде графиков на рис.4, соответствующие им возможные варианты конструкций БЦ представлены в табл.1.

#### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В процессе выполнения представленной работы получены следующие результаты и выводы:

1. Выбрана методика силового анализа механизмов АПГ, учитывающая циклические нагрузки при работе БЦ АПГ.
2. Разработана расчетная схема для определения частот собственных колебаний БЦ, в которой БЦ АПГ рассматривается как упругая система под действием циклических нагрузок.
3. Разработана и реализована математическая модель, описывающая колебательное движение БЦ АПГ по методу Остроградского-Гамильтона.
4. Получена зависимость функции жесткости БЦ АПГ от его конструктивных параметров. Разработанный алгоритм и его программная реализация позволяет оценить влияние соотношений между основными размерами БЦ на величину его жесткости.
5. Разработана методика определения спектра частот собственных колебаний БЦ АПГ; Разработанная программа на ЭВМ позволяет вычислить величину частоты собственных колебаний БЦ в зависимости от его конструктивных параметров.



**Рис.4 Коэффициент динамичности блока цилиндров АПГ 223-25**  
 с расчетными величинами  $B_1$ : 1 - 0.5; 2 - 1; 3 - 2; 4 - 3; 5 - 4

Табл. 1

Возможные варианты конструций БЦ АПГ 223-25 при числе оборотов вала 1000 об/мин ( $\Omega = 732.69$  рад/с)

$\eta = 0,100; \quad B = 1,00$			
Вар.	$b_0$	$b_1$	$b_2$
1	2	3	4
1	0.30 - 0.90	0.1	1.00 - 1.50
	0.30 - 0.42	0.2	0.75 - 1.00
	0.30 - 0.90		1.00 - 1.50
	0.30 - 0.90	0.30	0.75 - 1.75
	0.30 - 0.90	0.40	0.50 - 1.50
2	0.30	0.10	0.80 - 1.50
		0.20	0.70 - 1.50
		0.30	0.55 - 1.50
		0.40	0.50 - 1.50
3	0.50	0.10	0.87 - 1.50
		0.20	0.78 - 1.50
		0.30	0.62 - 1.50
		0.40	0.50 - 1.50
4	0.70	0.10	0.92 - 1.50
		0.20	0.82 - 1.50
		0.30	0.68 - 1.50
		0.40	0.50 - 1.50

6. Получены величины коэффициента динамичности БЦ в зависимости от его конструктивных параметров при различных режимах работы АПГ. Полученные результаты показывают, что режим работы БЦ может быть резонансным при некоторых значениях конструктивных параметров.

7. Приводятся рекомендации по возможным вариантам конструций БЦ АПГ, обеспечивающие условия работы БЦ с коэффициентом динамичности меньше 2 при всех режимах работы АПГ.

Данная работа служит проектированию оптимальных геометрических параметров БЦ АПГ, а также объективно оценить и рационально

изменить существующие конструкции с целью повышения их технологического уровня.

**Основные результаты работы отражены в работах:**

1. Дашенко А.Ф., Ле Ван Хок, Ле Хонг Банг. Применение метода непосредственного составления частотного уравнения для определения собственных частот изгибных колебаний вала аксиально-поршневых гидромашин (АПГ). -Одес. Гос. политехн. ун-т. -Одесса, 1994. -20 с. Библиогр: 11 назв. Рус. Деп. в ГНТБ Украины. 10. 05. 1995, N° 1013 - Ук 95.
2. Дашенко А.Ф., Ле Ван Хок, Ле Хонг Банг. Определение собственных частот колебаний блока цилиндров гидронасоса с учетом влияния упругих связей и вязкого трения демпферов. -Одес. Гос. политехн. ун-т. -Одесса, 1995. -21 с. Библиогр: 6 назв. Рус. Деп. в ГНТБ Украины. 10. 05. 1995, N° 1014 - Ук 95.
3. Дашенко А.Ф., Ле Ван Хок. Анализ напряженно-деформированного состояния блока цилиндров аксиально-поршневых гидромашин (АПГ). -Одес. Гос. политехн. ун-т. -Одесса; 1995. -12 с. Библиогр: 4 назв. Рус. Деп. в ГНТБ Украины. 01. 12. 1995, N° 2569 - Ук 95.

**АННОТАЦІЯ**

Ле Ван Хок. Динамічні характеристики блоку циліндрів аксиально-поршневих гидромашин. Дисертація на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05. 02. 02 - Машиноведение. Одесский государственный политехнический университет. Одесса - 1996. Защищается научная работа, которая содержит теоретические исследования динамики блока цилиндров аксиально-поршневых гидромашин при динамических нагрузках. В работе разработаны расчетная схема и математическая модель, при помощи которых определен спектр частот собственных колебаний блока цилиндров; усовершенствованы существующие методики; программно реализован алгоритм для расчета коэффициента динамичности блока цилиндров в зависимости от его жесткости и конструктивных параметров; предложены рекомендации по возможным вариантам конструкций блока цилиндров, отвечающих требованиям прочности при эксплуатационных условиях.

**АНОТАЦІЯ**

Ле Ван Хок. Динамічні характеристики блоку циліндрів аксиально-поршневих гидромашин. Дисертація на сповування. Львівсько-Волинський університет В. Стефан. АН України

436421

ступеню кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 - Механікознавство. Одеський державний політехнічний університет, Одеса, 1996. Захищається наукова робота, яка містить теоретичні дослідження динаміки блоку циліндрів аксіально-поршневих гідромашин при динамічному навантаженні. В роботі розроблені розрахункова схема та математична модель з допомогою яких визначен спектр частот власних коливань блоку циліндрів, удосконалені існуючі методи, розроблен та програмно реалізован алгоритм розрахунку коефіцієнту динамічності блоку циліндрів в залежності від його жорсткості та конструктивних параметрів, запропоновані рекомендації що до можливих варіантів конструкцій блоку циліндрів, які відповідають вимогам міцності при експлуатаційних вимочах.

## ANNOTATION

Le Van Hoc. Dynamical characteristics of axial-piston hydro-machine's cylinder blocks. The dissertation thesis for candidate's degree of technical science in speciality 05.02.02. - Machinery. Odessa State Polytechnic University. Odessa-1996. The work being defended has researched the dynamics of the Axial-piston hydro-machine's cylinder blocks under the dynamical loads. A calculating scheme and mathematical model have been made, by which the frequency's range of cylinder block proper vibrations can be determined, the existing methods can be perfected. The algorithm for computing the dynamical coefficients of the cylinder blocks has been realized accordingly to their hardness and structure's parameters, and possible variants of cylinder block's structures complying the requirements of the strength and durability under operating conditions have been suggested.

---

Подписано к печати 07.05.1996. Формат 60x84/16. Бумага газетная. Печать офсетная. 0,93 усл.печ.л., 1,0 уч.изд.л. Тираж 100 экз. Заказ № 110

---

Одесский государственный политехнический университет.  
270044, Одесса, пр. Шевченко, 1.