


На правах рукописи



ЛЕ ХОНГ БАНГ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ АКСИАЛЬНО-
ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Специальность 05.02.02 - Машиноведение

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



00761348 (Т)

Работа выполнена

машин и сопротивление материалов " в Одесском государственном политехническом университете.

Диссертация является рукописью.

Научный руководитель : доктор технических наук,
профессор Дащенко Александр Федорович.

Официальные оппоненты : - доктор технических наук,
профессор Щекин Борис Михайлович;
- кандидат технических наук, доцент
Архангельский Георгий Владимирович.

Ведущая организация : Украинский институт краностроения (Одесса).

Защита состоится " 05 " декабря 1995 г. в 14 часов
в аудитории 157 ГУК на заседании специализированного совета
Д 05.06.01 при Одесском государственном политехническом
университете по адресу: 270044, Одесса, пр. Шевченко, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
Одесского государственного университета.

Автореферат разослан " 05 " ноября 1995 г.

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

Ученый секретарь
специализированного совета

И. М. Белоконов

Актуальность исследуемой проблемы

Создание принципиально новых механизмов и конструкций машин во многом зависит от совершенствования методов определения нагрузок в их деталях и узлах при динамических режимах нагружения. Это необходимо для предупреждения разрушений аксиально-поршневых гидромашин (АПГ) от переагружения деталей, связанного с резонансными режимами работы, расчета динамических внутренних силовых факторов и перемещений в любых сечениях валов АПГ. Поэтому разработка метода определения динамических характеристик узлов АПГ является актуальной проблемой.

Основной целью работы является разработка метода определения режимов работы машины, внутренних динамических силовых факторов и перемещений различных подшипниковых узлов АПГ.

Метод исследования. Работа выполнена на основе теоретических исследований, включающих непосредственное составление дифференциальных уравнений колебаний Лагранжа упругой механической системы и их разрешимости с помощью метода начальных параметров. Адекватность математической модели определения динамических характеристик подшипниковых узлов АПГ и ее программная реализация подтверждается сопоставительными расчетами методом конечного элемента на пакете COSMOS/M VERSION 1.65 A.

Научная новизна. Разработаны математическая модель для определения динамических характеристик подшипниковых узлов АПГ и методы определения собственных частот и соответствующих им внутренних динамических силовых факторов и перемещений.

Научная ценность работы заключается в разработке метода определения динамических характеристик подшипни-

ковых узлов АПГ, позволяющего увеличить долговечность, надежность и работоспособность АПГ.

Практическая ценность. Работа делает вклад в прикладные задачи при исследовании колебаний упругих механических систем и при расчете долговечности и надежности деталей АПГ.

Реализация полученных результатов. Результаты работы были использованы при расчете и проектировании АПГ, применяемых в пневмоколесных кранах.

Публикации. По теме диссертации депонировано три статьи.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, списка литературы из 118 наименований. Работа изложена на 142 страницах машинописного текста, содержит 100 страниц основного текста, 43 рисунка, 6 таблиц.

Содержание работы

Во введении рассмотрена актуальность исследуемой проблемы.

В первой главе отражено общее состояние вопроса в области разработки различных подшипниковых узлов АПГ. Кратко обсуждены некоторые тенденции развития конструкций аксиально-поршневых гидромашин, проведен анализ конструктивных характеристик различных подшипниковых узлов и воспринимаемых ими нагрузок АПГ. Такой анализ позволил наиболее адекватно выбрать расчетную схему для определения динамических характеристик подшипниковых узлов АПГ. В этой главе указаны основные методы, используемые для определения распределения нагрузок в подшипниковых узлах АПГ и их динамических характеристик. Подробно рассмотрены различные методы исследования собственных и

вынужденных колебаний выбранной упругой механической системы. Отмечены преимущества и недостатки этих методов.

Во второй главе проведен анализ методов расчета распределения нагрузок в подшипниковых узлах АПГ. Отмечается, что при определении нагрузок используемые упрощенные двухопорные балочные схемы приводят к нереальным результатам. Поэтому широко используются модели трехопорной балки. Там, в работах Д. Н. Решетова рассматривается случай трехопорного вала, нагруженного на консоли и на пролете двумя радиальными силами. В результате решения уравнения трех моментов при наличии смещения опор получено выражение для момента M_2 над средним подшипником. Пользуясь данным алгоритмом, нетрудно получить выражение для неизвестного момента M_2 при типичной для АПГ схеме внешних нагрузок. Внешними нагрузками, действующими на фланец вала гидромашины, являются усилия со стороны рабочих поршней. Векторы всех сил, передаваемых шатунами, считаются параллельными ввиду малости углов между осями цилиндров и шатунов. На рис. 1 представлена схема сил

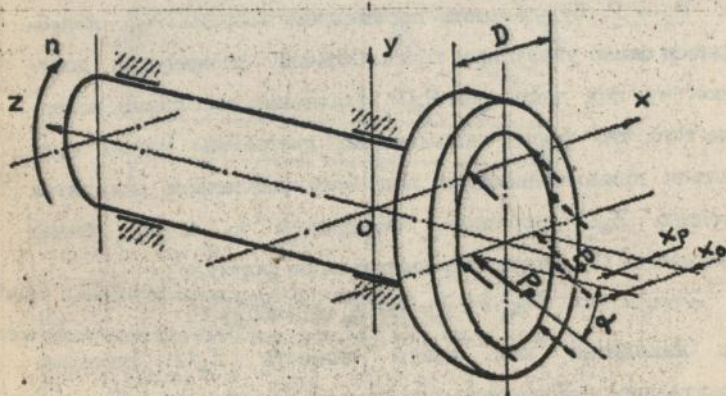


Рис. 1. Схема сил давления на вал гидромашины

давления, действующих на вал. Со стороны полости нагнетания (давление P_p) действует сила P_p , направленная под углом наклона блока цилиндров α к фланцу вала. Она определяется по следующей формуле:

$$P_p = P_p F_n (Z_{ц} \pm 1)/2,$$
 где F_n - площадь поршня; $Z_{ц}$ - число цилиндров в блоке.

Со стороны полости слива (давление P_o) действует сила P_o , определяемая аналогично $P_o = P_o F_n (Z_{ц} \pm 1)/2$.

Силы P_p и P_o получены суммированием усилий со стороны поршней, находящихся под соответствующим давлением, так как количество цилиндров $Z_{ц}$ обычно выполняется нечетным и число цилиндров, соединенных с полостями распределителя, колеблется в пределах от $(Z_{ц}-1)/2$ до $(Z_{ц}+1)/2$.

Усилия P_p и P_o также будут изменяться в соответствующих пределах. Средние координаты x_p, x_o, y_p, y_o этих усилий определяются следующими зависимостями:

$$x_p = -D/\pi; \quad x_o = D/\pi; \quad y = y = 0, \quad (1)$$

где D - диаметр расположения головок шатунов в фланце вала.

При повороте вала мгновенные значения равнодействующих P_p и P_o будут иметь переменные координаты, колеблющиеся около указанных точек. Обычно принимается допущение, что под действием $P_p(P_o)$ (давление постоянно), вследствие того, что форма индикаторной диаграммы может приниматься прямоугольной, и под этим давлением находится постоянно $Z_{ц}/2$ поршней. Координаты x_p и x_o , кроме зависимостей (1), могут определяться по формуле:

$$x_o = -x_p = D/[Z_{ц} \sin(\pi/Z_{ц})] \quad (2)$$

либо находятся как центр тяжести $Z_{ц}/2$ поршней. Относительная погрешность при этом не превышает 3%.

Кроме нагрузок, действующих со стороны фланца вала, в случае непрямого привода АПГ вала на выходной конец

действуют дополнительно радиальные либо комбинированные нагрузки.

Большинство АПГ работает в условиях переменного нагружения. Поэтому для каждого вида машины характерен определенный режим изменения давления в гидросистеме, являющийся основным фактором, определяющим нагруженность гидромашины и ее подшипникового узла.

Третья глава посвящена разработке метода определения низших собственных частот колебаний поперечного изгиба вала АПГ при двух следующих вариантах установки подшипников:

А - установки в левой опоре радиального подшипника, а в правой сдвоенного радиально-упорного;

Б - установки в левой опоре радиально-опорного подшипника, а в правой сдвоенного радиально-упорного.

При этом податливость опор может учитываться или не учитываться.

В случае вала АПГ на трех жестких опорах (см. рис. 2)

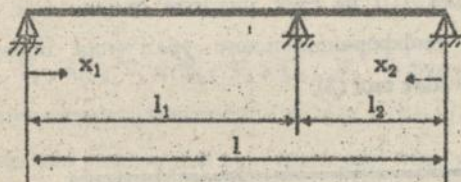


Рис. 2

общее дифференциальное уравнение колебаний поперечного изгиба вала запишется отдельно для участков l_1 и l_2

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= A_1 S(\alpha x_1) + B_1 T(\alpha x_1) + C_1 U(\alpha x_1) + D_1 V(\alpha x_1), \\ f_2 &= A_2 S(\alpha x_2) + B_2 T(\alpha x_2) + C_2 U(\alpha x_2) + D_2 V(\alpha x_2) \end{aligned} \right\} (3)$$

где $\bar{x}_1 = \frac{x_1}{l}$, $\bar{x}_2 = \frac{x_2}{l}$, причем $0 \leq \bar{x}_1 \leq 1$ и $0 \leq \bar{x}_2 \leq 1$.

Здесь $\bar{l}_1 = \frac{l_1}{l}$, $\bar{l}_2 = \frac{l_2}{l}$ - параметр относительной величины l_1 и l_2 .

Очевидно, что $x_2 = 1 - \bar{l}_1$.

При использовании граничных условий и условий сопряжения на промежуточных опорах данной расчетной схеме соответствует следующая система четырех уравнений, линейных и однородных относительно произвольных постоянных B_1, D_1, B_2, D_2 :

$$B_1 T(\alpha \bar{l}_1) + D_1 V(\alpha \bar{l}_1) = 0,$$

$$B_1 S(\alpha \bar{l}_1) + D_1 U(\alpha \bar{l}_1) + B_2 S[\alpha(1 - \bar{l}_1)] + D_2 U[\alpha(1 - \bar{l}_1)] = 0,$$

$$B_1 V(\alpha \bar{l}_1) + D_1 T(\alpha \bar{l}_1) - B_2 V[\alpha(1 - \bar{l}_1)] - D_2 T[\alpha(1 - \bar{l}_1)] = 0,$$

$$B_2 T[\alpha(1 - \bar{l}_1)] + D_2 V[\alpha(1 - \bar{l}_1)] = 0.$$

Эта система уравнений имеет отличное от нуля решение относительно произвольных постоянных, при ее определителе равном нулю. Этот определитель имеет вид

$$\begin{vmatrix} T(\alpha \bar{l}_1) & V(\alpha \bar{l}_1) & 0 & 0 \\ S(\alpha \bar{l}_1) & U(\alpha \bar{l}_1) & S[\alpha(1 - \bar{l}_1)] & U[\alpha(1 - \bar{l}_1)] \\ V(\alpha \bar{l}_1) & T(\alpha \bar{l}_1) & -V[\alpha(1 - \bar{l}_1)] & -T[\alpha(1 - \bar{l}_1)] \\ 0 & 0 & T[\alpha(1 - \bar{l}_1)] & V[\alpha(1 - \bar{l}_1)] \end{vmatrix} = 0.$$

В случае вала АПГ на трех упругих опорах (см. рис. 3) общее решение дифференциального уравнения поперечного колебания вала имеет вид (3).

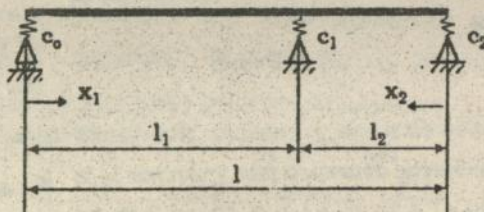


Рис. 3

Аналогично выше рассмотренной задаче, отражено в следующей форме определителя, составленного из системы уравнений, линейных и однородных относительно произвольных постоянных, трансцендентное уравнение собственных частот:

$$\begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} \end{vmatrix} = 0,$$

$$\text{где } A_{11} = \left(S_1 - \frac{c_0 l^2}{EJ\alpha^2} V_1 \right); \quad A_{12} = T_1; \quad A_{13} = -\left(S_2 + \frac{c_2 f}{EJ\alpha^2} V_2 \right); \quad A_{14} = -T_2;$$

$$A_{21} = \left(\frac{\alpha}{l} V_1 - \frac{c_0 l^2}{EJ\alpha^2} U_1 \right); \quad A_{22} = \frac{\alpha}{l} S_1; \quad A_{23} = \left(\frac{\alpha}{l} V_2 + \frac{c_2 l^2}{EJ\alpha^2} U_2 \right); \quad A_{24} = \frac{\alpha}{l} S_2;$$

$$A_{31} = \left(\frac{\alpha^2}{l^2} U_1 - \frac{c_0 l}{EJ\alpha} T_1 \right); \quad A_{32} = \frac{\alpha^2}{l^2} V_1; \quad A_{33} = -\left(\frac{\alpha^2}{l^2} U_2 + \frac{c_2 l}{EJ\alpha} T_2 \right);$$

$$A_{34} = -\frac{\alpha^2}{l^2} V_2; \quad A_{41} = \left(\frac{\alpha^3}{l^3} T_1 - \frac{c_0}{EJ} S_1 \right); \quad A_{42} = \frac{\alpha^3}{l^3} U_1;$$

$$A_{43} = -\left[\left(\frac{\alpha^3}{l^3} T_2 + \frac{c_2}{EJ} S_2 \right) + \left(S_2 + \frac{c_2 l^2}{EJ\alpha^2} V_2 \right) \frac{c_1}{EJ} \right]; \quad A_{44} = -\left(\frac{\alpha^2}{l^2} U_2 + \frac{c_1}{EJ} T_2 \right).$$

Здесь S_1, T_1, U_1, V_1 и S_2, T_2, U_2, V_2 - функции Крылова, соответствующие аргументам $\lambda_1 = \alpha l$ и $\lambda_2 = \alpha(1-l)$.

Численная реализация проведена для гидронасосов 210.25 и 207.25. Результаты расчета, соответствующие двум данным случаям при вариантах установки подшипников проведены в таблице 1.

Собственные частоты поперечного колебания вала
гидронасосов 210.25 и 207.25

На трех жестких опорах			На трех упругих опорах		
\bar{I}_1	Варианты установки подшипников		$\xi = \frac{c_d^2}{EJ}$	Варианты установки подшипников	
	А	В		А	В
	p, c^{-1}	p, c^{-1}		p, c^{-1}	p, c^{-1}
0,10	473,48	907,00	0	72,69	112,00
0,20	584,91	1082,16	10	176,24	344,51
0,30	696,84	1334,89	20	252,41	495,10
0,40	883,88	1693,18	30	311,61	608,56
0,50	1043,86	1999,29	40	362,16	703,65
0,60	887,64	1700,37	50	407,37	786,64
0,70	704,95	1350,42	60	448,72	861,78
0,80	608,54	1105,73	70	487,69	929,66
0,90	326,41	625,28	80	524,56	993,04
1,00	296,85	568,65	90	559,79	1052,03
			100	593,96	1108,56

Из анализа результатов расчета сделаны следующие выводы:

1. Для вала гидронасосов 210.25 и 207.25 на трех жестких опорах низшие частоты повышаются при увеличении параметра относительной величины \bar{I}_1 от 0 до 0,5. При $\bar{I}_1=0,5$ ($I_1 = I_2$) так низшая частота достигает максимального значения и равна $1309,0 c^{-1}$. При повышении \bar{I}_1 от 0,5 до 1,0 низшие частоты последовательно снижаются и при $\bar{I}_1=1,0$ ($I_2 = 0$) частота достигает минимального значения. По расчетной схеме вала на трех жестких опорах, указанной на

рис. 2, низшие частоты поперечного колебания вала всегда больше частоты возмущающей силы ($p_0 > 2,5 \omega$, где ω - частота возмущающей силы). Это значит, что при работе вал гидронасосов находится в дорезонансном режиме.

2. Для вала на трех упругих опорах собственные частоты поперечного колебания зависят от жесткости опор. При $c_0 = 0$ (c_0 - жесткость опоры) низшая собственная частота равна $72,59 \text{ с}^{-1}$, а при $c_0 \geq 10^9 \text{ N/m}$ частота достигает значения, соответствующего случаю вала на трех жестких опорах.

3. По расчетной схеме вала на трех упругих опорах, показанной на рис. 3, низшие собственные частоты поперечного колебания вала гидронасосов всегда больше частоты возмущающей силы (именно частоты вращения вала $\omega = 6,66 - 41,66 \text{ с}^{-1}$), поэтому резонансное явление никогда не будет появляться.

Четвертая глава посвящена методу определения динамических нагрузок на валы АПГ на основе использования теоретических исследований вынужденных колебаний упругой механической системы. Для этого применен метод начальных параметров.

Расчетная схема, выбранная для решения этой задачи, немного изменяется относительно выше изложенного случая. Такое изменение заключается в том, что вал АПГ считается балкой на трех опорах с не большой длиной правой консоли. При рассмотрении собственных колебаний этой частью пренебрегаем из-за слишком малой длины консоли ($0,023 - 0,03$) l.

Из уравнения упругой линии вала, нагруженного сосредоточенными силой $Q_1(x, t)$ и моментом $M_1(x, t)$, присоединив к нему первую, вторую и третью производные функции $f(x)$, получим основные уравнения метода начальных параметров. В общем случае система таких уравнений напишется так:

$$\left. \begin{aligned}
 f(x) &= f_0 S(kx) + \theta_0 \frac{1}{k} T(kx) + \frac{M_0}{k^2 EJ} U(kx) + \frac{Q_0}{k^2 EJ} V(kx) + \\
 &\quad \sum_{i=1}^n \frac{M_i}{k^2 EJ} U[k(x-x_i)] + \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k^2 EJ} V[k(x-x_i)], \\
 \theta(x) &= f_0 k V(kx) + \theta_0 S(kx) + \frac{M_0}{k EJ} T(kx) + \frac{Q_0}{k^2 EJ} U(kx) + \\
 &\quad \sum_{i=1}^n \frac{M_i}{k EJ} T[k(x-x_i)] + \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k^2 EJ} U[k(x-x_i)], \\
 M(x) &= EJ f_0 k^2 U(kx) + EJ \theta_0 k V(kx) + M_0 S(kx) + \frac{Q_0}{k} T(kx) + \\
 &\quad \sum_{i=1}^n M_i S[k(x-x_i)] + \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k} T[k(x-x_i)], \\
 Q(x) &= EJ f_0 k^3 T(kx) + EJ \theta_0 k^2 U(kx) + M_0 k V(kx) + Q_0 S(kx) + \\
 &\quad \sum_{i=1}^n k M_i V[k(x-x_i)] + \sum_{i=1}^n Q_i S[k(x-x_i)],
 \end{aligned} \right\} (4)$$

где f_0 , θ_0 , M_0 и Q_0 - начальные параметры, включающие прогиб, поворот, изгибающий момент и поперечная сила на левой крайней опоре;

Q_i и M_i - сосредоточенные сила и момент (или реакции на i -ой промежуточной опоре);

$f(x)$, $\theta(x)$, $M(x)$ и $Q(x)$ - линейное перемещение, поворот, изгибающий момент и поперечная сила в любых сечениях вала;

S , T , U и V - функции Крылова, соответствующие аргументам (kx) и $[k(x-x_i)]$, где $k^4 = \mu \omega^2 / EJ$, μ - погонная масса вала;

f_0 , θ_0 , M_0 , Q_0 , Q_i и M_i определены решением системы линейных алгебраических уравнений, составленных из граничных условий и условий сопряжения на промежуточных опорах. Подставляя полученные величины в уравнение (4), напишутся явные выражения. Результаты расчета внутренних динамических силовых факторов и перемещений вала АПГ, соответствующие указанным расчетным схемам и вариантам установки подшипников при $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$, отражены на рис. 4, 5, 6 и 7.

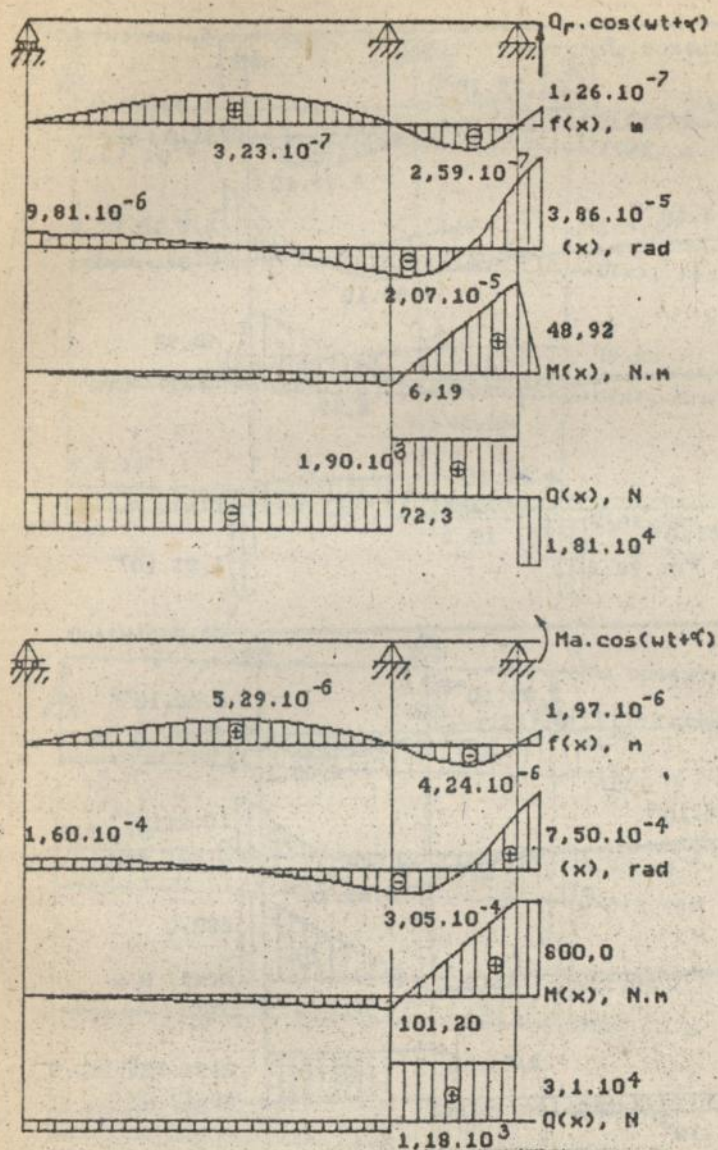


Рис. 4 Эпюры внутренних динамических силовых факторов и перемещений вала гидронасосов 210.25 и 207.25 по варианту А

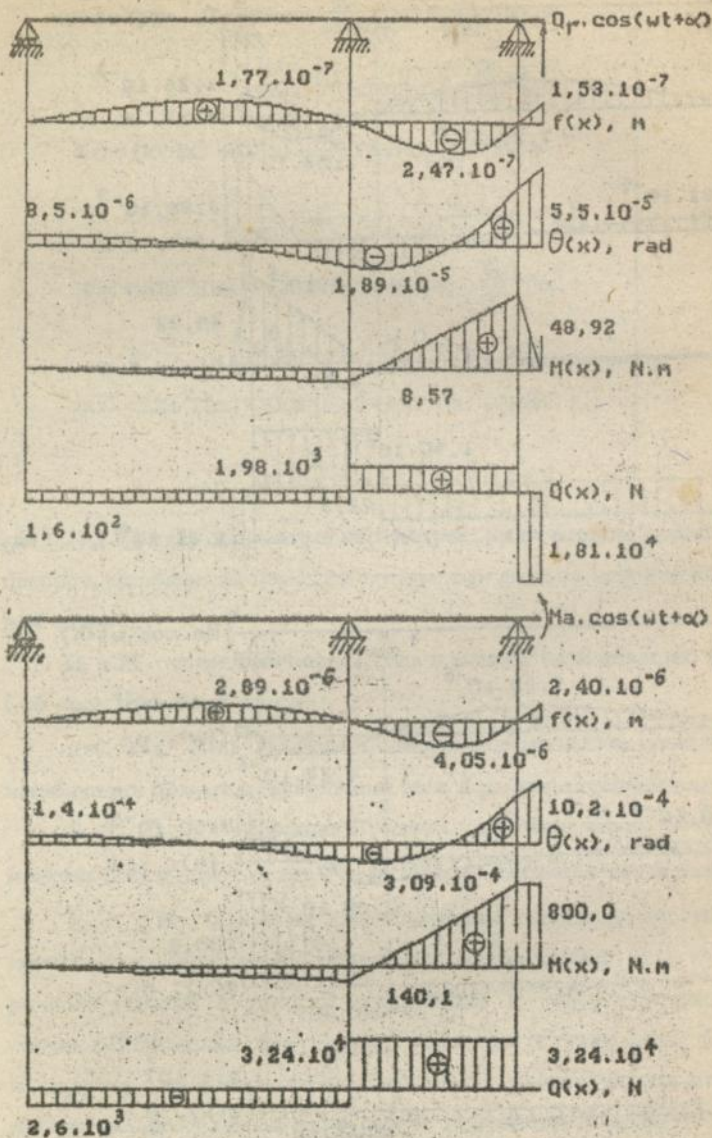


Рис. 5 Эшора внутренних динамических силовых факт. ров и перемещений вала гидронасосов 210.25 и 207.25 по варианту Б

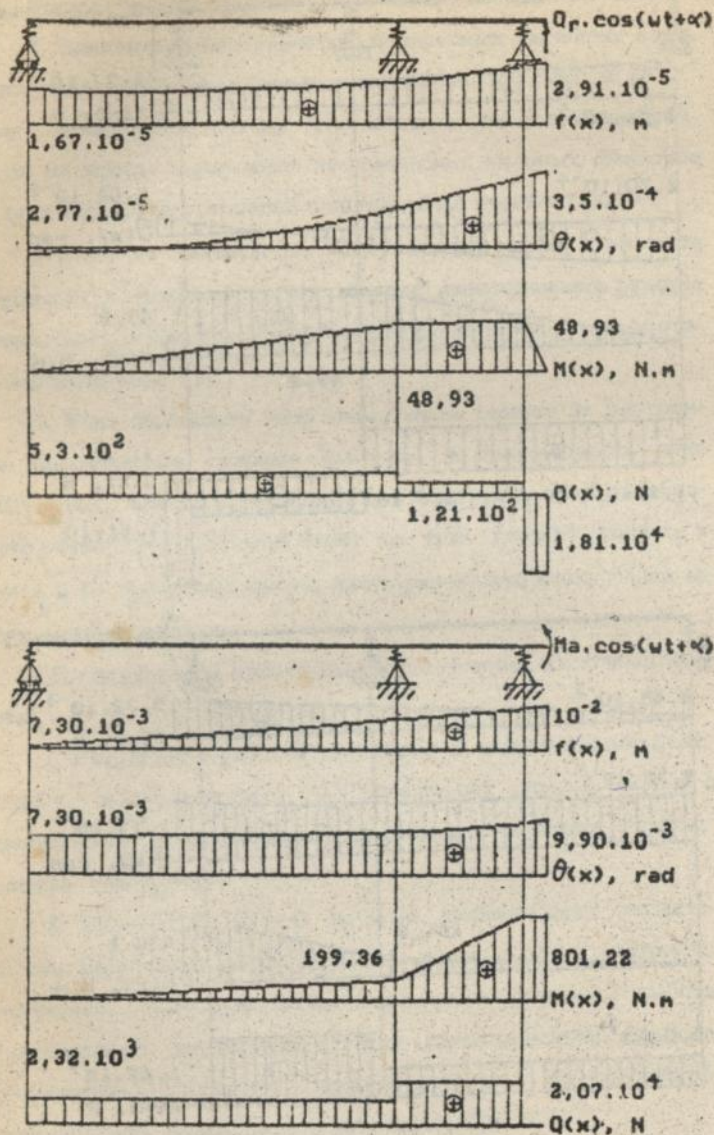


Рис. 6 Эпюра внутренних динамических силовых факторов и перемещений вала гидронасосов 210.25 и 207.25 по варианту А

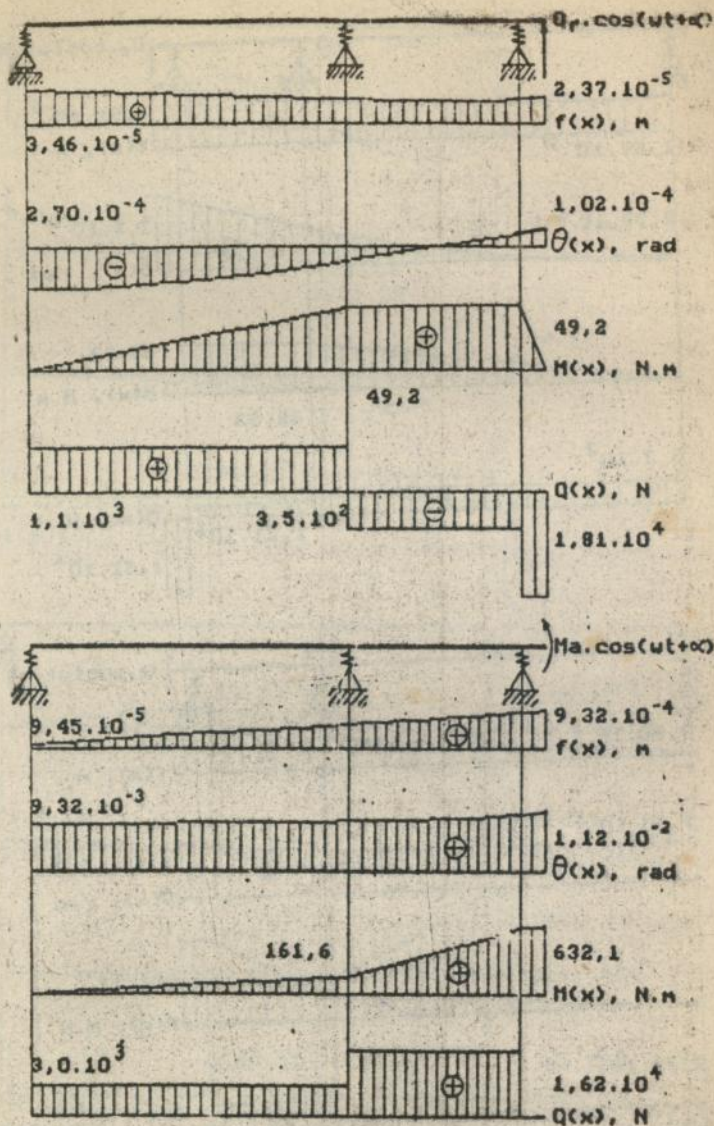


Рис. 7 Эпюры внутренних динамических силовых факторов и перемещений вала гидронасосов 210.25 и 207.25 по варианту В

Таким образом, сделаны следующие выводы:

1. Влияниями вынужденных поперечных изгибных колебаний вала АПГ в пределах изменения частоты от 0 до 10^3 с^{-1} можно пренебречь, потому что влияние динамических факторов на эпюры внутренних динамических силовых факторов (в двух вариантах установки подшипников) незначительно.

2. В случае частоты (ω) возмущающих силы и момента больше 10^3 с^{-1} необходим учет влияния динамического режима нагружения на прочность, долговечность, надежность и работоспособность вала АПГ.

3. Учет жесткости опор значительно влияет на внутренние динамические силовые факторы и перемещения вала АПГ. Так, при $c_0 < 10^9 \text{ N/m}$ (c_0 - жесткость опор) необходимо считать вал АПГ как балку на трех упругих опорах, а при $c_0 \geq 10^9 \text{ N/m}$ возможно принять расчетную схему балки на трех жестких опорах.

В пятой главе проведены общие выводы, включающие в себя

1. Результаты расчета свободных и вынужденных поперечных колебаний вала АПГ позволяют сделать вывод о адекватности математической модели исследования подшипниковых узлов АПГ.

2. Разработка метода расчета динамических характеристик различных подшипниковых узлов АПГ с учетом их жесткости позволяет точно определить режимы работы (резонансный, дорезонансный или зарезонансный), влияние динамических режимов нагружения на их прочность, долговечность, надежность и работоспособность.

3. Выше указанные выводы можно распространить не только на гилронасосы 210.25 и 207.25, но и на всю гамму АПГ, имеющую аналогичные конструкцию и принцип работы.

По теме диссертация опубликованы три научных статьи:

1. А. Ф. Дащенко, Ле Хонг Банг, Ле Ван Хок. 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 Укр 10.05.1995, №1013 - Ук 95.

2. А. Ф. Дащенко, Ле хонг Банг. Применение метода начальных параметров для определения внутренних силовых факторов и перемещений вала аксиально-поршневых гидромашин (АПГ). -Одес. гос. политехн. ун-т. - Одесса, 1995. -14 с. -Библиогр.: 6 назв. -Рус. -Деп. в ГНТБ Укр 10.06.1995, № 1472 - Ук 95.

3. Ле хонг Банг. Применение метода начальных параметров для определения внутренних силовых факторов и перемещений вала аксиально-поршневых гидромашин (АПГ) с учетом жесткости подшипников. - Одес. гос. политехн. ун-т. - Одесса, 1995. -14 с. иблиогр.: 6 назв. - Рус. - Деп. в ГНТБ Укр 10.06.1995, № 1471 - Ук 95.

Аннотация

Ле Хонг Банг. Определение динамических характеристик подшипниковых узлов аксиально-поршневых гидромашин (АПГ).

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 - Машиноведение.

Одесский государственный политехнический университет. Одесса, 1997.

Работа посвящена разработке метода определения внутренних собственных частот и внутренних динамических сило-

вх факторів і перемещень вала АПГ. Она виконана на основі теоретических дослідвань, включаючих непосредственне складання дифференціальних урваньєв Лагранжа упругой механіческой системи і їх разрешимости с помощью метода начальньх параметров.

Анотація

Ле Хонг Банг. Визначення динамічних характеристик підшипникових вузлів аксіально-поршневих гідромашин (АПГ).

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук з фаху 05.02.02 - Машинознавство.

Одеський державний політехнічний університет . Одеса, 1995.

Робота присвячена розробці методу визначення найнижчих власних частот і внутрішніх динамічних силових факторів та переміщень вала АПГ. Вона виготовлена на основі теоретичних досліджень, які містять в собі безпосереднє складання дифференційних рівнянь Лагранжа пружної системи та їх розв'язання за допомогою методу початкових параметрів.

Summary

Le Hong Bang. Estimation of bearing knot dynamic characteristics of axial-piston hydraulic machines (AHM).

Thesis for candidate's degree of technical science in speciality 05.02.02 - Machinery.

Odessa state polytechnic University. Odessa 1995.

The paper is devoted to working out of a method of the lowest self-frequencies definition and inner dynamic force factors and AHM shaft movements. It is carried out on the basic of theoretical research including unmediate working out of Lagrange differential equations of anelastic mechanical system and their permitability with the help of a primary parameter method.

11/16/21/9

Ав 33.355

Ключові слова:

Аксiально-поршнева гiдромашина (АПГ), пiдшипниковий вузол,
динамiчна характеристика.

Надписано к печати 01.11.1995 г. . Формат 60x84/16. Бумага
газетная. Печать офсетная. 1,06 усл. печ. л. .,13 уч. -изд. л.
Тираж 100 экз. Заказ № 22/

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