

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Издается с 1947 г.

Журнал выходит на русском языке 6 раз в год

Կ Ե Ր Ա Չ Բ Ա Ն Ի Ա Ն Կ Ո Ւ Ն Ի Ա

Վանյան Բ. Վ. (պատ. խմբագիր), Աղևզ Է. Տ. (պատ. խմբագիր տեղակալ),
Արևելակի Վ. Վ., Անանյան Ա. Կ., Զարգյան Ս. Ա., Շահարյան Ա. Ա.,
Սարգսյան Յու. Կ., Սասկյան Մ. Գ., Տեր-Քոստե Բ. Ա.,
Փինաբյան Վ. Վ. (պատ. խմբագիր տեղակալ),
«Կառնաֆիլանտոս» ընթացիկոր Առևտրային Ս. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Касьян М. В. (ответ. редактор), Адонис Г. Т. (зам. ответ. редактора),
Алексеевский В. В., Апанян А. К., Аюбян Р. Е., Задоян М. А.,
Пинаджян В. В. (зам. ответ. редактора), Саркисян Ю. Л.,
Стакян М. Г., Тер-Азарьев Н. А.
Ответственный секретарь Степанян З. К.

Խմբագրության հասցեն՝ Երևան-10, Բարեկամության փող., 24 գ.
Адрес редакции: Ереван-10, ул. Барекамутян, 24 г.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. А. ЕСАЯН, Г. С. МАРТИРОСЯН, А. В. ХЕЧМЯН, С. Г. ОГАНЕСЯН

О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ
 УСТОЙЧИВОСТИ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ФРЕЗЕРНЫХ
 СТАНКОВ

Опыт производства и эксплуатации фрезерных станков показал, что виброхарактеристики, жесткость, геометрическая точность и другие параметры станков, взятые по множеству образцов одной модели, имеют, как правило, существенное рассеивание, связанное с кинематическими особенностями процесса, нестабильностью технологического процесса изготовления деталей и сборки. С этой точки зрения исследование виброустойчивости и путей стабилизации виброхарактеристик систем фрезерных станков приобретает важное практическое значение.

В статье исследуются три взаимообуславливающих аспекта динамики вертикально-фрезерных станков: условие устойчивости системы с учетом особенностей процесса фрезерования — количества одновременно работающих зубьев фрезы, влияние погрешностей изготовления конструктивных элементов шпиндельных узлов и рассеивания частоты автоколебаний на виброустойчивость.

1. На рис. 1 представлена схема процесса фрезерования, при котором сохраняется определенное отклонение системы под действием установившейся силы резания.

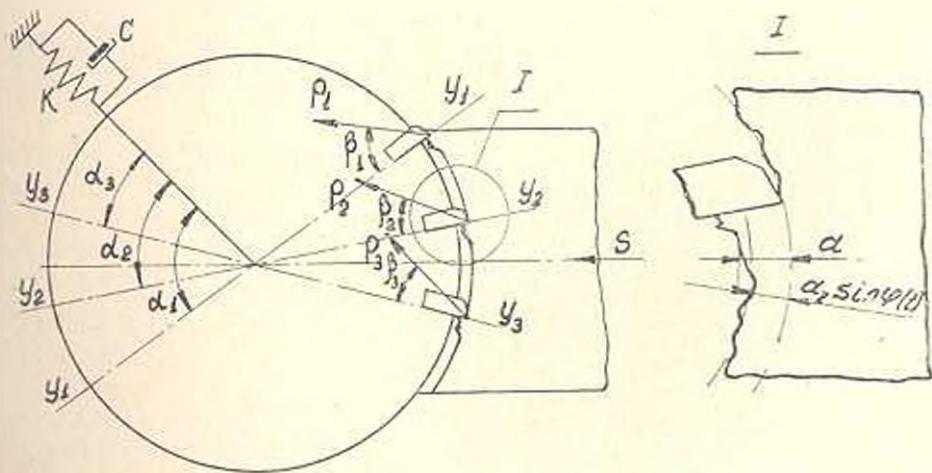


Рис. 1

Уравнение мгновенной толщины среза для всех одновременно режущих зубьев определяется как сумма толщин срезов

$$a(t) = \sum_{i=1}^n a_i(t) = \sum_{i=1}^n \left[a_i \sin \varphi_i(t) - y_i(t) - \mu y_i(t-T) \right], \quad (1)$$

где $\varphi_i(t) = \omega_1(t) + \varphi_{0i}$; $T = \frac{1}{N\omega_1}$; ω_1 — угловая скорость шпинделя;

φ_{0i} — начальная фаза, характеризующая начальное положение зуба фрезы; n — число одновременно режущих зубьев; t — время; μ — коэффициент перекрытия.

В результате преобразования Лапласа уравнение (1) примет вид:

$$a(S) = \sum_{i=1}^n \left[a_i e^{-S\varphi_{0i}} \sin(\varphi_{0i} - S) - (1 - \mu e^{-ST}) y_i(S) \right]. \quad (2)$$

Связь между результирующей силой резания $P(t)$ и мгновенной толщиной среза $a(t)$ определяется по выражению [1]

$$P(t) = K_c a(t), \quad (3)$$

где K_c — статическая направленная жесткость резания.

Для всех одновременно режущих зубьев уравнение (3) имеет вид:

$$P(t) = \sum_{i=1}^n P_i(t) = \sum_{i=1}^n K_c a_i(t). \quad (4)$$

Применив преобразование Лапласа к обеим частям (4), получим

$$P(S) = L \left[\sum_{i=1}^n P_i(t) \right] = \sum_{i=1}^n K_c a_i(S) = \sum_{i=1}^n P_i(S). \quad (5)$$

Сила резания $P(S)$ вызывает деформацию упругой системы, что приводит к изменению относительного положения инструмента и заготовки, в связи с чем изменяются сечение среза и сила резания, а последняя приводит к изменению деформации упругой системы. При безвибрационном резании входная и выходная координаты принимают установившиеся значения.

В случае возникновения автоколебаний происходит изменение во времени входной координаты и поэтому существенное значение приобретает динамическая характеристика системы [2].

Упругую систему фрезерного станка представим моделью с сосредоточенными параметрами с одной степенью свободы (рис. 1). Тогда уравнение системы, учитывающее воздействие одновременно работающих зубьев, будет:

$$\sum_{i=1}^n P_i(t) \cos(\alpha_i - \beta_i) = \sum_{i=1}^n \left\{ m \frac{d^2}{dt^2} \left[y_i(t) \right] + C \frac{d}{dt} \left[y_i(t) \right] + k \frac{y_i(t)}{\cos \alpha_i} \right\}, \quad (6)$$

где m — эквивалентная масса системы; C — коэффициент затухания неустойчивой формы колебаний системы; k — постоянная упругости данной формы колебаний.

В результате преобразования Лапласа из (6) легко получить выражение динамической податливости в виде передаточной функции

$$\frac{\sum_{i=1}^n y_i(S)}{\sum_{i=1}^n P_i(S)} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_{mi}} k_{mi}(S), \quad (7)$$

где $k_{mi}(S)$ — нормализованная динамическая податливость, равная

$$\frac{1}{\left(\frac{m}{K} S^2 + \frac{C}{K} S + 1\right)}, \quad a \frac{1}{K_{mi}} = \frac{1}{K} \cos(\alpha_i - \beta_i) \cos \alpha_i,$$

где K_{mi} — направления статическая жесткость системы.

Из уравнения (2), (5), (7) найдем передаточную функцию, связывающую заданную и фактическую толщину среза $a_i e^{-S\tau_i} \sin(\tau_{oi} + S)$ и $a(S)$

$$\frac{\sum_{i=1}^n a_i(S)}{\sum_{i=1}^n a_i e^{-S\tau_i} \sin(\tau_{oi} + S)} = \frac{\sum_{i=1}^n \prod_{j=1}^{n-1} \left[1 + (1 - \mu e^{-S\tau_j}) \frac{K_c}{K_{mi}} K_{mi}(S) \right]}{\prod_{i=1}^n \left[1 + (1 - \mu e^{-S\tau_i}) \frac{K_c}{K_{mi}} K_{mi}(S) \right]}, \quad (8)$$

Согласно теореме Ляпунова линейная система устойчива, когда все корни характеристического уравнения имеют отрицательные действительные части. Если некоторые корни имеют действительные части, равные нулю, а остальные — отрицательные действительные части, то это условие представляет границу устойчивости и решения характеристического уравнения будут гармоническими. Из (8) характеристическое уравнение можно представить в следующем виде:

$$\prod_{i=1}^n \left[1 + (1 - \mu e^{-S\tau_i}) \frac{K_c}{K_{mi}} K_{mi}(S) \right] = 0. \quad (9)$$

Из уравнения (9) для случая обработки однозубой фрезой имеем

$$\frac{K_c}{K_m} K_{mi}(S) = \frac{1}{1 - \mu e^{-S\tau}}. \quad (9a)$$

Рассмотрим передаточную функцию

$$\frac{y(S)}{a(S)} = \frac{P(S) y(S)}{a(S) P(S)},$$

так как $\frac{y(S)}{a(S)} = \frac{1}{K_m} K_{mi}(S)$, что вытекает из (7) при $n = 1$, то

$$\frac{y(S)}{a(S)} \frac{K_c}{K_m} K_{\text{дин}}(S). \quad (96)$$

Правую часть уравнения (9а) обозначим через $K_{\text{дин. ср.}}$

$$K_{\text{дин. ср.}} = \frac{1}{1 - \mu e^{-ST}}.$$

Из (9а) (96) следует, что

$$\frac{y(S)}{a(S)} = K_{\text{дин. ср.}}$$

Обозначим $\frac{K_c}{K_m} K_{\text{дин}}(S)$ через $K_{\text{дин. ср.}}$ и раскрывая (9), получим

$$\prod_{i=1}^n |1 + (1 - \mu e^{-ST}) K_{\text{дин. ср.}}| = |1 + (1 - \mu e^{-ST})(K_{\text{дин. ср.}} + K_{\text{дин. ср.}} + \dots + K_{\text{дин. ср.}}) + (1 - \mu e^{-ST})^2 (K_{\text{дин. ср.}} \cdot K_{\text{дин. ср.}} + K_{\text{дин. ср.}}^2 + \dots + K_{\text{дин. ср.}}^2) + \dots + (1 - \mu e^{-ST})^n K_{\text{дин. ср.}}^n| = 0.$$

Для всех членов многочлена (относительно $1 - \mu e^{-ST}$) при $\mu = 0$ граница устойчивости определяется точкой Найквиста (0; -1). Если же μ отлично от нуля, то наименьшее значения $|Re K_{\text{дин. ср.}}|$ определяется наибольшей степенью выражения $(1 - \mu e^{-ST})$. Определим действительную часть $K_{\text{дин. ср.}}$

$$Re K_{\text{дин. ср.}} = Re \frac{-1}{(1 - \mu e^{-ST})^n} = -\frac{1}{2^n} + \frac{n(n-1)}{2^n \cdot 2!} \left(\frac{\sin \omega T}{1 - \cos \omega T} \right)^2 - \frac{1}{2^n} \frac{n(n-1)(n-2)(n-3)}{4!} \left(\frac{\sin \omega T}{1 - \cos \omega T} \right)^4 + \frac{1}{2^n} \frac{n(n-1) \dots (n-5)}{6!} \left(\frac{\sin \omega T}{1 - \cos \omega T} \right)^6 - \dots + (-1)^{2(n-1)} \left(\frac{\sin \omega T}{1 - \cos \omega T} \right)^n. \quad (10)$$

Рассматривая систему на границе устойчивости (система консервативная), можно не учитывать фазовые соотношения между динамическими изменениями силы резания и колебательными смещениями системы.

Из (10) видно, что $Re K_{\text{дин. ср.}}$ зависит от ωT , а границей устойчивости является $[\max Re K_{\text{дин. ср.}}, 0]$. Так как эта граница определяется при $\omega T = \varphi = \pi$, то $\max Re K_{\text{дин. ср.}} = \lim_{\omega T \rightarrow \pi} Re K_{\text{дин. ср.}} = -\frac{1}{2^n}$.

Таким образом, при числе одновременно работающих зубьев, равном

и, зона устойчивости ограничивается $\left[-\frac{1}{2^n}; 0\right]$, т. е. с прибавлением очередного зуба зона устойчивости уменьшается в 2 раза (рис. 2). Полученный результат согласуется с экспериментальными данными [3], установившими обратно-пропорциональную зависимость между числом одновременно работающих зубьев и зоной устойчивости при фрезеровании.

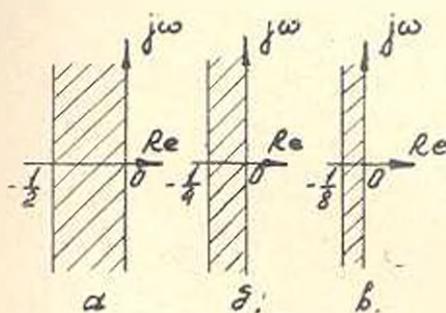


Рис. 2

2. Для определения влияния дефекта шпиндельного узла на границу устойчивости, рассмотрен дефект в виде овальности расточки отверстия под передний подшипник. При этом меняются его геометрия и радиальный зазор между кольцами, что приводит к изменению жесткости подшипника $K = \frac{P}{l}$, которая при указанном выше дефекте выразится отношением

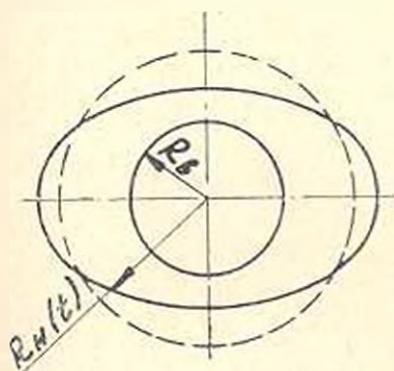


Рис. 3

$$K = \frac{P}{\Delta(t) + l}, \tag{11}$$

где P — сила; l — смещение в направлении силы P ; $\Delta(t)$ — зазор, величина которого изменяется во времени по закону $\Delta(t) = R_n(t) - R_b$; $R_n(t)$ и R_b — соответственно, радиусы наружного и внутреннего жёлобов колес подшипника (рис. 3).

Для n одновременно режущих зубьев

$$K_{\text{лин. ср}} = \prod_{i=1}^n K_{\text{лин. ср}} = \prod_{i=1}^n \frac{K_c \cdot K_{\text{лин}}(S)}{K_{\text{мт}}} = \prod_{i=1}^n K_c \cdot K_{\text{лин}}(S) \frac{1}{K_{\text{мт}}}. \quad (12)$$

При условии линейности системы суммарная податливость равна сумме податливостей элементов

$$\frac{1}{K_{\text{мт}}} = \frac{1}{K_1^{(1)}} + \frac{1}{K_1^{(2)}} + \frac{1}{K_1^{(3)}} + \dots + \frac{1}{K_1^{(n)}}. \quad (13)$$

где q — число элементов системы.

При наличии дефекта в виде овальности отверстия под подшипник, величина податливости подшипника увеличится из-за увеличения деформации на $\Delta(t)$ под действием силы P

$$\frac{1}{K_1^{(n)}} = \frac{1}{P[\Delta(t_i) + I]}. \quad (14)$$

Для определения $K_{\text{лин. ср}}$ при наличии дефекта подставим (13) и (14) в (12)

$$K_{\text{лин. ср. деф.}} = \prod_{i=1}^n K_c K_{\text{лин}}(S) \left[\frac{1}{P[\Delta(t_i) + I]} + \frac{1}{K_1^{(1)}} + \frac{1}{K_1^{(2)}} + \dots + \frac{1}{K_1^{(n)}} \right] \quad (15)$$

и запишем выражение $K_{\text{лин. ср}}$ при условии отсутствия дефекта

$$K_{\text{лин. ср}} = \prod_{i=1}^n K_c K_{\text{лин}}(S) \left[\frac{1}{PI} + \frac{1}{K_1^{(1)}} + \frac{1}{K_1^{(2)}} + \dots + \frac{1}{K_1^{(n)}} \right]. \quad (16)$$

Корни на мнимой оси имеют форму $S = j\omega$. Подставляя $S = j\omega$ в выражения (15) и (16), с учетом $\Delta(t_i) > 0$, легко прийти к выводу:

$$\max_{\omega} \operatorname{Re} K_{\text{лин. ср. деф.}}(j\omega) \geq \max_{\omega} \operatorname{Re} K_{\text{лин. ср.}}(j\omega).$$

Таким образом, дефект в виде овальности отверстия под передний подшипник шпиндельного узла приводит к еще большему ограничению устойчивости.

Данный вывод подтвердился также экспериментально. Для введения дефекта овальности отверстие под передний подшипник шпиндельного узла было расточено и установлено кольцо (рис. 1). С помощью винтов, деформируя установленное кольцо, вводилась овальность различных величин и определялись значения предельной стружки — параметра, характеризующего устойчивость системы. Данные эксперимента приведены в таблице.

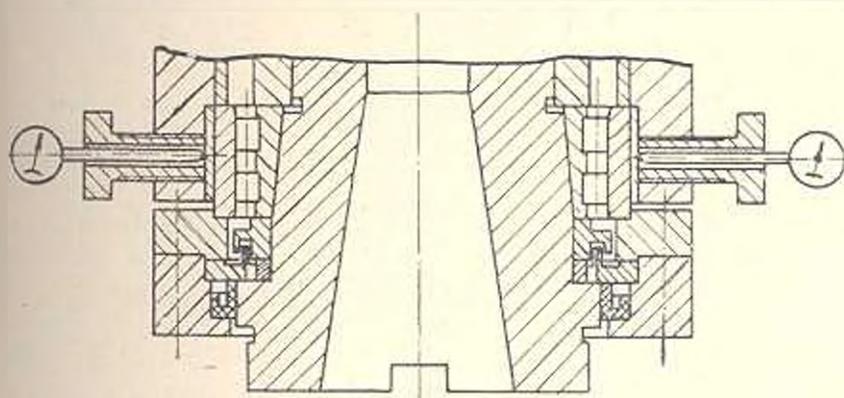


Рис. 1

Таблица

Овальность, мкм	0	6	10	14	20	30	40
$T_{огр. м.м.}$	4	4	4	3,9	3,2	3,2	3

Из табл. видно, что с увеличением овальности уменьшается значение предельной стружки. Повторными экспериментами, проведенными по группе выпускаемых станков одной модели, установлено, что резкое уменьшение величины предельной стружки происходит при значениях овальности, превышающих $13 \div 14$ мкм.

3. Технологические погрешности изготовления приводят к рассеянию характеристик станков [4].

Рассмотрим влияние рассеяния частот автоколебаний ω на область устойчивости по выражению (10). Оно показывает функциональную зависимость между частотой автоколебаний и действительной частью $K_{\text{дин. ср.}}$. Экспериментально установлено, что частота автоколебаний является случайной величиной, распределенной по закону Гаусса с параметрами $m = 141$, $\sigma = 8$.

Из [5] известно, что непрерывную функцию можно аппроксимировать с любой точностью тригонометрическим многочленом, где степень точности зависит от порядка многочлена.

Так как правая часть выражения (10) является тригонометрическим многочленом порядка n , аргумент ω которого имеет рассеяние, подчиняющееся закону Гаусса, то зона устойчивости $Re K_{\text{дин. ср.}}$ также является величиной случайной, подчиняющейся тому же закону. Анализ данных показал, что предельная стружка также является величиной случайной, подчиняющейся нормальному закону с параметрами, равными $m = 3,5$, $\sigma = 0,47$.

Из изложенного следует, что определение границы устойчивости вертикально-фрезерных станков по результатам анализа динамической системы представленного станка неприемлемо в условиях производ-

ства. Для объективной оценки указанного параметра необходимо обратиться к статистическим методам анализа.

Выводы

1. Определено условие устойчивости вертикально-фрезерного станка с учетом числа одновременно работающих зубьев фрезы. Показано, что с увеличением их числа область устойчивости уменьшается.

2. Виброустойчивость системы зависит также от дефектов изготовления. При заданном числе одновременно работающих зубьев дефект в виде овальности расточки гильзы под передний подшипник существенно уменьшает область устойчивости станка.

3. Установлено, что распределение частоты автоколебаний, рассматриваемой как случайная величина, подчиняется нормальному закону и, как следствие этого, распределение границ устойчивости подчиняется тому же закону.

Чаренцаванский
станкостроительный
завод

Получено 28.11.1979

Մ. Ա. ԵՍԱՅԱՆ, Գ. Ս. ՄԱՍՏՐՈՅԱՆ, Ս. Վ. ԿԵԶՐԻՅԱՆ, Ս. Գ. ՀՈՎՀԱՆՅԱՆ

ՀՐԵՋԵՐԱՅԻՆ ՀԱՍՏՈՑՆԵՐԻ ԿՆՆԱՄԵՐՈՎԱԿԱՆ ՀԱՄԿՈՎՈՐԳԻ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ԿՆՆԻՐ ԼՐՈՄՄԱՆ ՈՐՈՇ ՍՈՒՆՁՆԱՀԱՏՎՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԱՌԿ

Ս. Վ. Կ Ե Յ Ա Ն

Աշխատությունում նետադրույթով է փրկերաչին հաստացի կաշունդիլու-
նը հարման ժամանակի Հայրենարդիկ է. որ կաշունդյան տիրույթը պատկա-
րեն փորքանում է միաժամանակի աշխատող տտամների րանակի և ինչ հան-
դույցի դիտարար տանդրակալի արտորին տանդան մակերևույթի ձգմանու-
թյան շարժի մեծացման դադրեթաց: Յույց է արված, որ կաշունդյան տի-
րույթը հանդիսանում է պատահական մեծություն և ենթարկվում Գաուսի
օրենքին:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Мерриг Г. Е. К вопросу об автоколебаниях металлорежущих станков «Пр. Амер. Общ. инж. мех. Конструирование и технология машиностроения», 1965, № 4.
2. Кидинов В. А. Динамика станков. М. «Машиностроение», 1967.
3. Тлаусты И. Автоколебания в металлорежущих станках. М., Машино, 1956.
4. Есаян М. А., Бабибджиян А. С., Петрозяниц Р. А. Динамическое качество эксплуатируемых станков Ереван «Айастан», 1970.
5. Натансон И. И. Теория функций вещественной переменной. М., Гостехиздат, 1957.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Г. И. КОШКАРЯН, Г. Г. ШЕКЯН

ВЛИЯНИЕ ПОЛИГАРМОНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ
НА РАБОТУ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Непрерывное совершенствование машин, повышение их производительности, быстроходности и мощности сопровождается резким возрастанием величин переменных нагрузок и их частоты, появлением ударов и т. д.

Вопросы динамической прочности и надежности резьбовых соединений, несмотря на их актуальность, недостаточно исследованы. Чтобы произвести исследования в области динамики резьбовых соединений, необходимо прежде всего рассматривать прочность и надежность резьбовых соединений в неразрывной связи как с конструкцией соединения (с жесткостью соединяемых деталей и болтов, с их массами), так и с параметрами вибрации.

При расчете резьбовых соединений усилия, действующие на отдельные детали соединения, определяются по упругим деформациям этих деталей с учетом их жесткости. Существующие методы расчета [1, 2] не рассматривают резьбовое соединение, на которое действует переменная нагрузка, как упругую колебательную систему. Однако известно, что под действием переменных нагрузок в упругой системе при определенных условиях могут возникнуть колебания, амплитуда которых превосходит деформацию, вызываемую при статическом приложении максимальной возмущающей силы [3].

Резьбовые соединения современных высокоскоростных машин и аппаратов находятся под действием переменных нагрузок, являющихся результатом полигармонических возмущений. Такое возмущение, в частности, можно наблюдать в резьбовых соединениях многих транспортных машин. Характерной особенностью таких машин является то, что масса присоединенной детали, на которую действует нагрузка, многократно превышает массу болтов.

Реальное резьбовое соединение (рис. 1) заменим колебательной системой с одной степенью свободы [4]. Рассмотрим колебания такой упругой системы (рис. 2).

Пусть масса m колеблется под действием периодической силы $Q(t)$. Дифференциальное уравнение движения системы в комплексном виде будет

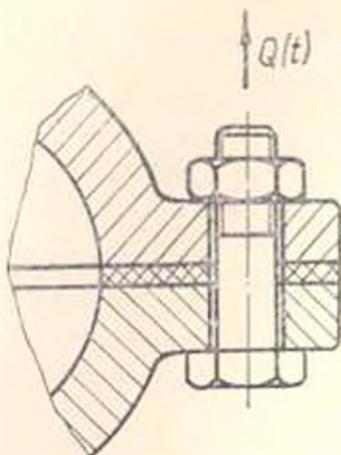


Рис. 1. Пример резьбового соединения.

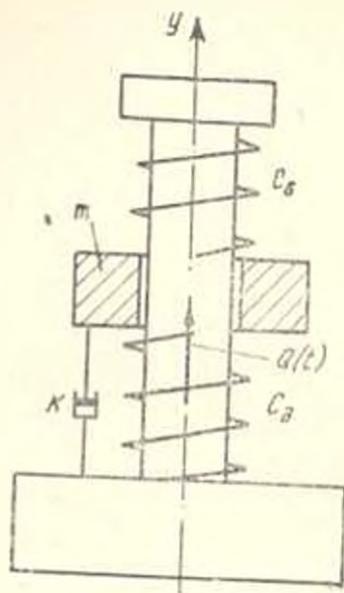


Рис. 2. Модель резьбового соединения.

$$m\ddot{y} - (K + 1)(C_0 + C_1)y = Q(t), \quad (1)$$

где m — масса присоединенной детали, приходящаяся на один болт; C_0 , C_1 — жесткости, соответственно, деталей систем болта и корпуса; K — коэффициент упругого сопротивления.

Разложив функцию $Q(t)$ в ряд Фурье, представим решение уравнения (1) в виде

$$y = \frac{1}{C_0 + C_1} \left[\frac{G_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{G_n \cos(n\omega t - \gamma_n) + H_n \sin(n\omega t - \gamma_n)}{\sqrt{\left(1 - \frac{n^2\omega^2}{p^2}\right)^2 + \frac{K^2 n^2 \omega^2}{p^2}}} \right], \quad (2)$$

где $p = \sqrt{\frac{C_0 + C_1}{m}}$ — частота собственных колебаний системы; G_n, H_n —

коэффициенты разложения:

$$G_n = \frac{2}{T} \int_0^T Q(t) \cos n\omega t \cdot dt, \quad H_n = \frac{2}{T} \int_0^T Q(t) \sin n\omega t \cdot dt,$$

здесь T — преобладающий период изменения внешней силы;

$$\tan \gamma_n = \frac{p^2 K n \omega}{p^2 - n^2 \omega^2}.$$

Из полученного результата видно, что если частота собственных колебаний системы совпадает с частотой одной из гармоник возмущающей силы, то соответствующий член в выражении (2) возрастает, т. е. имеет место явление резонанса. В этом случае амплитуда вынужденных упругих колебаний присоединяемой детали превысит величину деформаций от предварительного сжатия деталей, что приведет к падению давления на поверхностях стыка до нуля, и стык соединения раскроется.

Превышение вынужденных упругих деформаций над предварительными (т. е. раскрытие стыка) имеет место при определенных соотношениях $\frac{m}{p}$ и $\frac{Q_m}{Q_0}$, где Q_m — максимальное значение возмущающей силы; Q_0 — усилие предварительной затяжки болта. Для нахождения искомой зависимости между этими величинами, рассмотрим 3 вида переменной нагрузки:

1. $0 \leq Q(t) \leq Q_m$ — пульсирующая нагрузка по оси y ;
2. $-Q_m < Q(t) \leq 0$ — пульсирующая нагрузка против оси y ;
3. $-\frac{Q_m}{2} \leq Q(t) \leq \frac{Q_m}{2}$ — знакопеременная нагрузка.

Значения соответствующих коэффициентов разложения будут:

1. $G_0 = \frac{Q_m}{2}$; $G_1 = -\frac{Q_m}{2}$; $G_2 = G_3 = \dots = 0$; $H_1 = H_2 = \dots = 0$;
2. $G_0 = \frac{Q_m}{2}$; $G_1 = \frac{Q_m}{2}$; $G_2 = G_3 = \dots = 0$; $H_1 = H_2 = \dots = 0$;
3. $G_0 = 0$; $G_1 = \frac{Q_m}{2}$; $G_2 = G_3 = \dots = 0$; $H_1 = H_2 = \dots = 0$.

Пренебрегая демпфированием, после соответствующих преобразований получим уравнения установившихся вынужденных колебаний присоединенной детали для 3-х видов нагрузок:

$$1. y = y_c - y_0 \cos \omega t; \quad 2. y = y_0 \cos \omega t - y_c; \quad 3. y = y_0 \cos \omega t. \quad (3)$$

Амплитуда вынужденных колебаний y_0 и статическое смещение присоединенной детали y_c , соответствующее среднему значению возмущающей силы, равны

$$y_0 = \frac{Q_m}{2 \cdot m \cdot p^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)}; \quad y_c = \frac{Q_m}{2m \cdot p^2} \quad (4)$$

или же

$$y_0 = F \cdot y_c. \quad (5)$$

где $\mu = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}$ — динамический коэффициент.

Пользуясь выражениями (2—4), зависимость между соотношениями $\frac{Q_m}{p}$ и $\frac{Q_0}{Q_0}$, при котором в резьбовых соединениях наступает раскрытие стыка, для рассмотренных 3-х видов нагрузок будет:

$$1. \quad \frac{Q_m}{Q_0} > \frac{2(C_0 + C_1)}{C_0} \cdot \frac{\frac{\omega^2}{p^2} - 1}{\frac{\omega^2}{p^2}};$$

$$2. \quad \frac{Q_m}{Q_0} > \frac{2(C_0 + C_1)}{C_0} \cdot \frac{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}{\frac{\omega^2}{p^2}};$$

$$3. \quad \frac{Q_m}{Q_0} > \frac{2(C_0 + C_1)}{C_0} \cdot \left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right).$$

В каждом конкретном случае действия внешней нагрузки, путем подбора коэффициентов C_0, C_1 всегда можно добиться исключения этих условий.

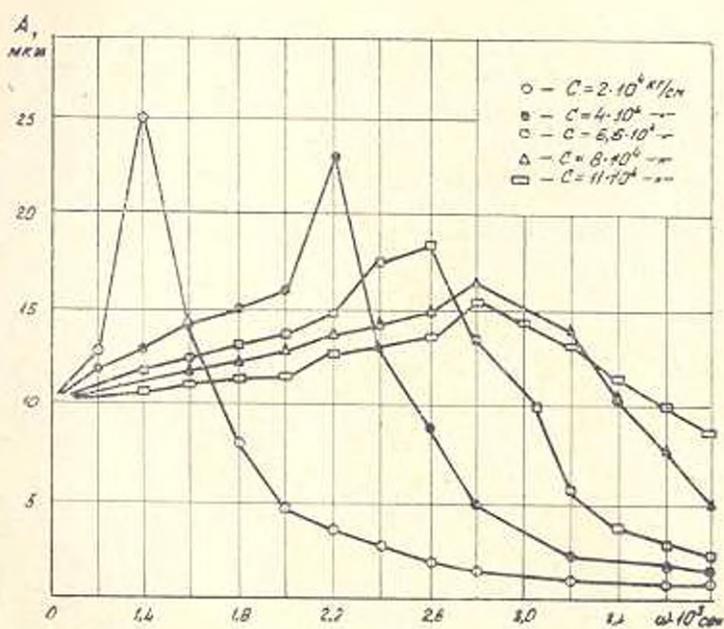


Рис. 3. Амплитудно-частотные кривые для резьбового соединения.

Таким образом, периодические силы произвольного характера вызывают полигармонические колебания, состоящие из целого ряда гар-

монок. Существует большая вероятность того, что колебания системы, в данном случае резьбовое соединение попадет в резонанс с одной из гармоник возмущающей силы. Это повлечет за собой раскрытие стыка. Опасность такого раскрытия тем больше, чем больше амплитуда колебаний и масса присоединенной детали.

Анализ выражения (2) показывает, что в зависимости от жесткости деталей систем болта C_b и корпуса C_k можно уменьшить амплитуду колебания системы, тем самым обеспечить не только плотность стыка, но и уменьшить величину динамического усилия, передаваемого на болт.

Как видно из амплитудно-частотных кривых, построенных на основании экспериментальных исследований для соединений с болтами различной жесткости (рис. 3), первая резонансная частота система охватывает частотную зону $\omega = (1.0 - 2.5) \cdot 10^3 \text{ сек}^{-1}$, соответствующую жесткостям испытуемых болтов. Для жесткости болта $C_b = 2 \cdot 10^4 \text{ кг/см}$, начиная уже с частоты $\omega = 1.8 \cdot 10^3 \text{ сек}^{-1}$, наступает уменьшение амплитуды присоединенной детали по отношению к амплитуде возмущения, в то время, как для жесткости болта $C_b = 11 \cdot 10^4 \text{ кг/см}$ процесс уменьшения амплитуды колебания начинается с частоты $\omega = 4.2 \cdot 10^3 \text{ сек}^{-1}$.

ЕрПИ им. К. Маркса

Получено 21V 1973

Յ. Ե. ԿՈՇԿԱՐՅԱՆ, Է. Գ. ՇԵԿՅԱՆ

ԲԱԶՄԱՀԱՐՄՈՒՄԻՆ ԿՍԿԱՆՈՒԹՆԵՐԻ ԱՉԻՑՈՒԹՅՈՒՆԵՐ
ՀԵՂՈՒՍԱՎՈՐ ՄԻԱՅՄԱՆ ՎՐԱ

Ա մ փ ո փ ո մ

Հեղուսավոր միացումը բնորոշելով որպես ադատություն մեկ տասնամյակով զծային տատանման համակարգ, դիտարկվում է բազմաշարմանիկ տատանման ազդեցությունը նրա աշխատանքի վրա: Օտյց է տված, որ աշխատանքի որոշակի պայմաններում, երբ միացման մասի տատանման ամպլիտուդը դերագանցում է նրա նախնական ձգման մեծությունը, միացման կցվանքը բացվում է:

Տեսականորեն և փորձնականորեն հիմնավորված է, որ հեղուսավոր միացման կառուցվածքների ճիշտ բնարմամբ կարելի է փոքրացնել միացման մասերի տատանման ամպլիտուդը և գրանցվ բացասակ կողմերի բացման հնարավորությունը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Биргер Н. А., Васильев Г. Б. Резьбовые соединения. М., Машиностроение, 1973.
2. Кингсвилли Р. С. Расчет прочности шатуна авиационных двигателей. М., Оборонгиз, 1945.
3. Кошкарлы Г. И., Шекян Г. Г. Динамическая прочность болтовых соединений с учетом вынужденных колебаний. Сб. «Исследование, конструирование и расчет ответственных резьбовых соединений». Ульяновск, изд. УИИ, 1970.
4. Овсienko Г. М. Зависимость затяжки резьбового соединения от интенсивности его упругих колебаний. Там же.

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

Ս. Տ. ԴԱՐԿՆԻԱՆ, Ա. Ե. ՏԱՐԳՅԱՆ

К РАСЧЕТУ СООРУЖЕНИЙ НА СЕЙСМОСТОЙКОСТЬ
 С УЧЕТОМ УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИИ
 И ПОДАТЛИВОСТИ СЛОИСТОГО ОСНОВАНИЯ

Рассмотрим колебание системы с конечным числом степеней свободы в виде невесомого стержня с сосредоточенными массами по высоте и заделанным нижним концом, упруго-пластические свойства которой характеризуются по диаграмме линейного упрочнения (рис. 1). Предположим, что фундамент сооружения расположен на поверхности двухслойного основания. Так как вертикальные колебания для такой системы не имеют практического значения, а основную энергию землетрясения несут за собой поперечные волны, то рассмотрим распространение сейсмических поперечных волн нормально к границе слоев, залегающих на упругом полупространстве (рис. 2).

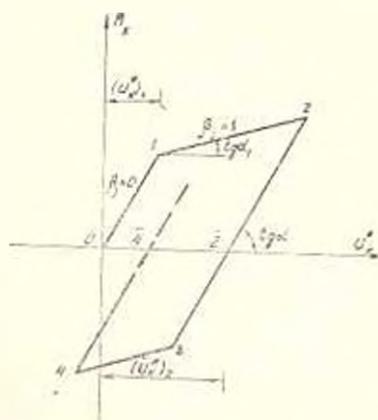


Рис. 1

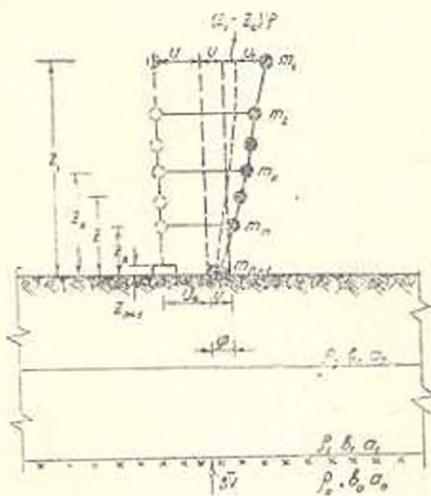


Рис. 2

Параметры колебания верхнего слоя на свободной поверхности. Полупространства и вышележащие слои характеризуются параметрами ρ_j , b_j , H_j (ρ_j — плотность, b_j — скорость распространения поперечных волн, H_j — мощность, $j = 0, 1, 2$ относится к нижнему и верхнему

слоем полупространства, соответственно). Поместим начало координат на границе полупространства, ось z направим вверх, по направлению распространения падающей волны. Тогда распространение поперечных волн опишется следующим волновым уравнением:

$$\frac{\partial^2 U'_{jk}}{\partial t^2} - b_j^2 \frac{\partial^2 U'_{jk}}{\partial z^2} \quad (1)$$

В силу линейности волновых уравнений и граничных условий (1) можно рассматривать распространение гармонических волн с последующим обобщением на случай волны произвольной формы. Решение уравнения (1) представим в виде:

$$U_{jk} = A_{jk} e^{i\omega \left(t - \frac{z}{b_j} \right)}$$

Тогда будем иметь следующую систему волн:

$$\left\{ \begin{array}{l} U_{001} = A_{001} \cdot e^{i\omega \left(t - \frac{z}{b_0} \right)} ; U_{002} = A_{002} \cdot e^{i\omega \left(t - \frac{z}{b_0} \right)} ; U_{11} = A_{211} \cdot e^{i\omega \left(t - \frac{z}{b_1} \right)} ; \\ U_{12} = A_{12} \cdot e^{i\omega \left(t - \frac{z}{b_1} \right)} ; U_{21} = A_{21} \cdot e^{i\omega \left(t - \frac{H_1}{b_1} - \frac{z - H_1}{b_1} \right)} ; \\ U_{22} = A_{22} \cdot e^{i\omega \left(t - \frac{H_2}{b_1} - \frac{z - H_2}{b_1} \right)} \end{array} \right. \quad (2)$$

В силу (2) и граничных условий, получим систему линейных уравнений для определения амплитуд волн:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{001} - A_{11} - A_{12} - A_{01} \\ \rho_0 b_0 A_{001} + \rho_1 b_1 A_{11} - \rho_1 b_1 A_{12} = \rho_0 b_0 A_{01} ; \\ e^{-i\omega \frac{H_1}{b_1}} A_{11} + e^{i\omega \frac{H_1}{b_1}} A_{12} - e^{-i\omega \frac{H_1}{b_1}} A_{21} - e^{i\omega \frac{H_1}{b_1}} A_{22} = 0 ; \\ e^{i\omega \left(\frac{H_1}{b_1} - \frac{H_2}{b_1} \right)} A_{11} - e^{i\omega \left(\frac{H_1}{b_1} - \frac{H_2}{b_1} \right)} A_{22} = 0. \end{array} \right. \quad (3)$$

Колебания частот в верхнем слое согласно (2) определяются выражением:

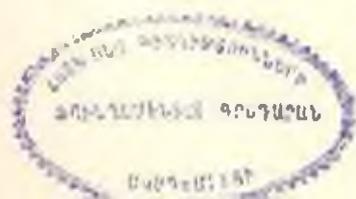
$$U(z, t)|_{z=H_1} = A_{21} e^{i\omega \left(t - \frac{H_1}{b_1} - \frac{z - H_1}{b_1} \right)} + A_{22} e^{i\omega \left(t - \frac{H_2}{b_1} - \frac{z - H_2}{b_1} \right)}. \quad (4)$$

Определяя значение A_{21} и A_{22} из (2) и подставляя в (4), после некоторых преобразований окончательно получим:

$$U(z, t) \Big|_{z > H_1} = \frac{4 \rho_0 b_0 \rho_1 b_1}{\Delta} \cos \omega \left(\frac{H_1 + H_2 - z}{b_1} \right) A_{01} e^{i\omega t}, \quad (5)$$

где

$$\Delta = \rho_0 b_0 (A \cos mk + B \cos mn) + i \rho_1 b_1 (A \sin mk + B \sin mn);$$



$$k = \frac{H_1}{b_1} + \frac{H_2}{b_2}; \quad n_1 = -\frac{H_2}{b_2} + \frac{H_1}{b_1}; \quad A = \gamma_1 b_1 + \gamma_2 b_2; \quad B = \gamma_1 b_1 - \gamma_2 b_2.$$

На свободной поверхности $z = H_1 + H_2$ выражение (5) принимает вид:

$$U(z, t) \Big|_{z=H_1+H_2} = \frac{1 \times 2 \times \gamma_1 \gamma_2 b_1 b_2}{\Delta} A_{01} e^{i \omega t}. \quad (6)$$

Принимая $H_1 = H_2 = 0$, из (5) получим значение смещения на свободной поверхности полупространства:

$$U(z, t)_{z=0} = 2A_{01} \cdot e^{i \omega t}. \quad (7)$$

Уравнение движения сооружения. Обозначая через $U_1(t)$ результирующие перемещения фундамента сооружения на поверхности верхнего слоя, $U(t)$ — относительное перемещение фундамента сооружения как жесткого тела к грунту и принимая обозначение $U_1(t) = U(H_1 + H_2, t)$, получим:

$$U_1(t) = U_0(t) + U(t). \quad (8)$$

Общее перемещение k -ой массы будет:

$$U_k^{os}(t) = U_k(t) + U_1(t) + (z_k - z_c) \varphi(t), \quad (9)$$

где $U_k(t)$ — упругое перемещение системы в точке K ; $\varphi(t)$ — угол поворота системы в виде жесткого тела относительно центра тяжести; z_k — высота k -ой массы; z_c — расстояние центра тяжести системы от свободной поверхности основания.

Пользуясь методом сечений, составим дифференциальные уравнения движения всех сосредоточенных масс системы [1]:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^k m_i [\ddot{U}_i(t) + \ddot{U}(t) + (z_i - z_c) \ddot{\varphi}(t)] + C_k [U_k(t) - U_{k+1}(t)] = \\ = -\ddot{U}_0(t) \sum_{i=1}^k m_i. \end{aligned} \quad (10)$$

Вычитая из уравнения k -ого этажа уравнение $k+1$ этажа, получим:

$$\begin{aligned} m_k [U_k(t) + U(t) + (z_k - z_c) \varphi(t)] + C_k [U_k(t) - \\ - U_{k+1}(t)] - C_{k+1} [U_{k+1}(t) - U_k(t)] = -m_k \ddot{U}_0(t), \end{aligned} \quad (11)$$

где $k = 1, 2, \dots, n$; $U_{k+1}(t) = 0$.

Теперь проводя сечение через подошву фундамента сооружения, получим следующее уравнение:

$$\sum_{i=1}^{n+1} m_i [\ddot{U}_i(t) + \ddot{U}(t) + (z_i - z_c) \ddot{\varphi}(t) + \ddot{U}_0(t)] = R_n(t). \quad (12)$$

В (10) принимая $k=n$, запишем:

$$-\sum_{i=1}^n m_i [\ddot{U}_i(t) + \ddot{U}(t) + (z_i - z_c) \ddot{\varphi}(t) + \ddot{U}_0(t)] = C_n \cdot U_n(t). \quad (13)$$

С учетом (13), уравнение (12) принимает вид:

$$m_{n+1} [\dot{U}(t) + (z_{n+1} - z_c) \ddot{\varphi}(t)] - C_n U_n(t) - R_x(t) = -m_{n+1} \dot{U}_0(t). \quad (14)$$

Составляя момент относительно центра тяжести сооружения от внешних сил и реакции основания, получаем:

$$\sum_{i=1}^{n+1} m_i [\dot{U}_i(t) + \dot{U}(t) + (z_i - z_c) \ddot{\varphi}(t)] (z_i - z_c) + \\ + R_x(t) \cdot z_c - \sum_{i=1}^{n+1} m_i g (z_i - z_c) \ddot{\varphi}(t) - R_z(t) = - \sum_{i=1}^{n+1} m_i U_n(t) (z_i - z_c). \quad (15)$$

С учетом затухания энергии эта система записывается в виде:

$$U_n(t), U(t), \varphi(t)$$

С учетом затухания энергии эта система записывается в виде:

$$\left. \begin{aligned} m_k [U_k(t) + \dot{U}(t) + (z_k - z_c) \ddot{\varphi}(t)] + C_k [U_k(t) - U_{k+1}(t)] - \\ - C_{k-1} [U_{k-1}(t) - U_k(t)] + \frac{\delta_k}{\pi} \omega_k m_k [U_k(t) - \dot{U}_{k+1}(t)] - \\ - \frac{\delta_{k-1}}{\pi} \omega_{k-1} m_{k-1} [\dot{U}_k(t) + \dot{U}_{k+1}(t)] = -m_k U_0(t); \\ m_{n+1} [\dot{U}_{n+1}(t) + \dot{U}(t) + (z_{n+1} - z_c) \ddot{\varphi}(t)] - C_n U(t) - \frac{\delta_n}{\pi} \omega_n m_n \dot{U}_n(t) = \\ = -m_{n+1} U_0(t); \\ \sum_{i=1}^{n+1} m_i [\dot{U}_i(t) + \dot{U}(t) + (z_i - z_c) \ddot{\varphi}(t)] (z_i - z_c) - \ddot{\varphi}(t) \sum_{i=1}^{n+1} m_i g (z_i - z_c) + \\ + R_x(t) z_c - R_z(t) = - \dot{U}_0(t) \sum_{i=1}^{n+1} m_i (z_i - z_c), \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

где $\omega_k^2 = \frac{C_k}{m_k}$; δ_k — логарифмический декремент.

Результирующие реакции грунта, возникающие при взаимодействии сооружения с основанием по оси x и от угла поворота φ , определяются из решения контактной задачи сооружения и основания при действии сейсмических волн [2]:

$$R_x(t) = -\gamma_2 b_2^2 f^2 \frac{dU(t)}{dt} - \gamma_1 b_1^2 L B^* U(t) - \\ - \gamma_2 b_1^2 L (D_2 - B^*) \frac{1}{2 \left(\frac{\gamma_2 f}{1 - b_2} \right)^2} \int_0^t U(t - \tau) \tau^2 e^{-\frac{\gamma_2 \tau}{1 - b_2}} d\tau; \\ R_\varphi(t) = -\gamma_2 a_2^2 J_F \frac{d\ddot{\varphi}(t)}{dt} - \gamma_2 a_1^2 J_L A^* \ddot{\varphi}(t) - \quad (17)$$

$$- \beta_2 a_2^2 J_L (D_2 - A^*) \frac{1}{2 \left(\frac{J_F}{J_L a_2} \right)^2} \int_0^t \varphi(t-\tau) \tau^2 e^{-\tau \frac{J_L a_2}{2 J_F}} d\tau,$$

где a_2 — скорость распространения продольных волн в верхнем слое;

$$D_2 = \frac{\pi}{2} \left(\frac{b_2}{a_2} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{b_2}{a_2} \right)^2 \right]; \quad D_3 = \frac{4}{\pi} \left[1 - \left(\frac{b_3}{a_2} \right)^2 \right];$$

L, F — периметр и площадь подошвы; J_L, J_F — моменты инерции периметра и подошвы сооружения.

Коэффициенты A^*, B^*, α определяются из табл. 1.

Таблица 1

Коэффициенты	Значения β_2/a_2						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
A^*	-0,309	-0,179	-0,046	0,072	0,162	0,212	0,238
B^*	1,15	1,1	1,04	0,94	0,823	0,703	0,555
α	0,92	1,01	1,14	1,32	1,26	1,28	1,3

В (16) принимаем обозначения $R_k(t) = C_k \dot{U}_k^*(t)$, $U_k^*(t) = U_k(t) - U_{k-1}(t)^*$. Тогда связь между восстанавливающей силой и перемещением (рис. 1) для всех зон нагружения и разгружения можем представить следующим образом [1]:

$$R_k(t) = C_k [(1 - \beta_{k,2k}) \dot{U}_k^*(t) + \beta_{k,2k} \dot{U}_k^*(t)] - (1 - \beta_{k,2k}) (\bar{U}_k^*)_j + \beta_{k,2k} (\bar{U}_k^*)_{j-1}, \quad (18)$$

где $\beta_{k,2k}$ — постоянный параметр, принимающий значения 0 или 1 в зависимости от того, в какой стадии находится колебательный процесс:

$$\beta_{k,2j} = 0; \quad \beta_{k,2j-1} = 1; \quad \beta_k = 1 - C_{k+1}/C_k = 1 - \operatorname{tg} \alpha_{k+1} / \operatorname{tg} \alpha.$$

Здесь $(\bar{U}_k^*)_j$ представляет собой величину деформации в нечетных точках диаграммы «сила-перемещение» и определяется формулой:

$$(\bar{U}_k^*)_j = (-1)^{\frac{j-1}{2}} (\bar{U}_k^*)_1 + (\bar{U}_k^*)_{j-1}, \quad j=1, 3, 5, \dots \quad (19)$$

Значение остаточной деформации после $j/2$ полупериода колебания имеет вид:

$$(\bar{U}_k^*)_j = \beta_k \sum_{p=1}^{j/2} [(U_k^*)_{2p} - (U_k^*)_{2p-1}], \quad j=2, 4, 6, \dots \quad (20)$$

Ս. Ս. ԳԱՐԲԻՅԱՆ, Է. Խ. ՍԱՐԳՅԱՆ

ԿԱՌՈՒՑՎԱՆՔՆԵՐԻ ՄԵՅՍՄԱՐԱՏՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԳԻ ՄԱՍԻՆ
ՍԱՌԱՋԻՆՈՒԹՅԱՆ ԳՆԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ԵՎ ՇԵՐՏԱՎՈՐ ԶԻՄՔԻ
ԳՅՈՒՐԱՓՈՓՈՍԵԼԻՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՌՈՒՄՈՎ

Ա մ փ ո փ ու մ

Գիտարկվում է մի քանի ազատության առաժճան ունեցող համակարգի տատանումները սեյսմիկ ուժերի ազդեցություն տակ, երբ հաշվի է առնվում համակարգի առաժգան-ուլտասոնիկական դեֆորմացիաները և նրա տակ գտնվող շերտավոր հիմքի դյուրամիտոսիսելիսթոսիտները:

Հաշվի առնելով երկրաշարժի ալիքային ազդեցությունը, դուրս է բերված հիմքի տատանման դիֆերենցիալ հավասարումները, երբ այն բաղկացած է երկու շերտից: Ստացված հավասարումներին միացնելով համակարգի տատանման հավասարումները, ջրայց է արվում, որ խնդիրը լուծվում է անալիտիկ տեսքով միևնույն վերջ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Дарбинян С. С. Расчет сооружений на сейсмостойкость с учетом упруго-пластических деформаций. Геологические и сейсмологические исследования строения Земной коры территории Армянской ССР. Ереван, Изд. АН АрмССР, 1975.
2. Под ред. Лютчера В. М. и Яковлева Ю. Динамика сплошных сред. М., «Энергия», 1976.

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

Լ. Գ. ПЕТРОСЯН, Ս. Դ. РУБАНОВИЧ

СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ «ГИБКАЯ АРКА—
 ЖЕСТКАЯ БАЛКА»

Проблема динамики комбинированных систем, испытывающих воздействие подвижных нагрузок, является актуальной задачей строительной механики. Свободные колебания комбинированных систем исследовали многие ученые: одним из первых была работа [1]. Свободные и вынужденные колебания комбинированных систем исследованы также А. Ф. Смирновым, С. И. Копащенко, В. А. Смирновым, Г. Я. Кулисом и др. [2—5].

Нами сделана попытка выбрать другой путь определения частот свободных колебаний комбинированных систем, причем, не только низших частот, но и совокупность частот для комбинированной системы «гибкая арка — жесткая балка».

Рассмотрим свободные колебания этой комбинированной системы. Интегродифференциальное уравнение колебаний этой арки имеет вид

$$\frac{\partial^4 \gamma_1}{\partial x^4} + \frac{H}{E_0 J_0} \cdot \frac{\partial^2 \gamma_1}{\partial x^2} - \frac{\Delta H}{E_0 J_0} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \frac{m}{E_0 J_0} \cdot \frac{\partial^2 \gamma_1}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

Это уравнение получается при следующих предположках: ось арки очерчена по квадратной параболе, стойки неразтяжимы и несжимаемы, жесткость балки постоянна по всему пролету, масса пролетного строения распределена по длине балки жесткости. Динамическая часть решения, которая получается при рассмотрении деформированного состояния элемента арки, имеет следующий вид:

$$\Delta H = - \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\frac{l}{E_0 F_0} (1 + 8n^2)} \int_0^l \gamma dx, \quad (2)$$

где $n = fl$, а ось арки очерчена по квадратной параболе $y = \frac{4f}{l^2} x(l-x)$.

Для решения интегродифференциального уравнения (1) полагаем

$$\gamma = \gamma_{kr} A \sin(\rho t + \nu), \quad \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -\frac{q}{H}. \quad (3)$$

Из (2) и (3) $\Delta H(t)$ выражается в виде:

$$\Delta H(t) = - \left(\frac{q E_a F_a}{H^2 (1 + 8n^2)} A \int_0^l \gamma_{kr} dx \right) \sin(\rho t + \nu) = \Delta H A \sin(\rho t + \nu). \quad (4)$$

Теперь рассмотрим уравнение для γ_{kr} . Из (1), (2) и (4) получаем

$$E_a J_a \frac{\partial^4 \gamma_{kr}}{\partial x^4} + i l \frac{\partial^2 \gamma_{kr}}{\partial x^2} - \frac{q^2 E_a F_a}{H^2 (1 + 8n^2)} \int_0^l \gamma_{kr} dx - m p^2 \gamma_{kr} = 0. \quad (5)$$

Форма стоячей волны аппроксимируется рядом Фурье:

$$\gamma_{kr} = \sum_{j=1}^{\infty} C_j \frac{\sqrt{2l}}{j\pi} \sin j \frac{\pi x}{l}. \quad (6)$$

Тогда умножая (5) на $\sin \frac{j\pi x}{l}$ и интегрируя от 0 до l , получаем

$$\begin{aligned} E_a J_a C_i \frac{\sqrt{2l}}{i\pi} \left(\frac{i\pi}{l} \right)^4 \int_0^l \sin^2 \frac{i\pi x}{l} dx - i l C_i \left(\frac{i\pi}{l} \right)^2 \frac{\sqrt{2l}}{i\pi} \int_0^l \sin^2 \frac{i\pi x}{l} dx - \\ - \frac{q^2 E_a F_a}{H^2 (1 + 8n^2)} \sum_{j=1}^{\infty} C_j \frac{\sqrt{2l}}{j\pi} \left(\int_0^l \sin \frac{j\pi x}{l} dx \right) \int_0^l \sin \frac{i\pi x}{l} dx \times \\ \times \sin \frac{i\pi x}{l} dx - m p^2 C_i \frac{\sqrt{2l}}{i\pi} \int_0^l \sin^2 \frac{i\pi x}{l} dx = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Имея в виду значения следующих интегралов

$$\int_0^l \sin^2 \frac{i\pi x}{l} dx = \frac{1}{2} l \quad \text{и} \quad \int_0^l \sin \frac{i\pi x}{l} dx = -\frac{l [(-1)^i - 1]}{i\pi},$$

уравнение (7) примет вид:

$$E_a J_a C_i \left(\frac{i\pi}{l} \right)^4 \frac{l}{2} - i l C_i \left(\frac{i\pi}{l} \right)^2 \frac{l}{2} -$$

$$- \frac{q^2 E_a F_a}{H^2 (1 + 8n^2)} \sum_{j=1}^{\infty} C_j \frac{l [(-1)^j - 1]}{j\pi} \frac{[(-1)^i - 1]}{i\pi} - m p^2 C_i \frac{l}{2} = 0$$

или после простых преобразований —

$$E_0 J_0 C_i \left(\frac{i\pi}{L} \right)^4 - H C_i \left(\frac{i\pi}{L} \right)^2 -$$

$$- \frac{2q^2 E_0 F_n}{H^2 (1 + 8n^2)} \frac{[(-1)^i - 1]}{i\pi} \sum_{j=1}^{\infty} C_j \frac{[(-1)^j - 1]}{j\pi} - m p^2 C_i = 0. \quad (8)$$

Для решения уравнения (8) обозначим:

$$A = E_0 J_0 \left(\frac{\pi}{L} \right)^4; \quad (9)$$

$$B = H \left(\frac{\pi}{L} \right)^2; \quad C = \frac{2q^2 E_0 F_n}{H^2 (1 + 8n^2)}. \quad (10)$$

$$a_i = \frac{1 - (-1)^i}{i\pi}. \quad (11)$$

С увеличением степени усиления балки аркой параметр C увеличивается, а простой балке соответствует значение $C = 0$.

Тогда (8) переписывается в виде (i — нечетное)

$$A i^4 C_i - C_i B i^2 - C a_i \sum_{j=1}^{\infty} C_j a_j = m p^2 C_i = 0.$$

Обозначим

$$x = \sum_{j=1}^{\infty} C_j a_j.$$

тогда

$$C_i A i^4 - C_i B i^2 - C a_i x = m p^2 C_i = 0,$$

$$C_i = \frac{C a_i x}{A i^4 - B i^2 - m p^2}.$$

Имеем (все i — нечетные, в противном случае $a_i = 0$)

$$\begin{aligned} x &= \sum_{j=1}^{\infty} C_{2j-1} a_{2j-1} = \\ &= C_1 \sum_{j=1}^{\infty} \frac{a_{2j-1}^2}{A (2j-1)^4 - B (2j-1)^2 - m p^2} \end{aligned}$$

или $x = 0$, тогда $C_{2j-1} A (2j-1)^4 - C_{2j-1} B (2j-1)^2 = m p^2 C_{2j-1}$, т. е. C_{2j-1} отлично от нуля для одного-двух значений j . Если для одного, то $x = 0$, поэтому нужно выяснить, может ли выражение $A (2j-1)^4 - B (2j-1)^2$ иметь одинаковое положительное значение при двух различных натуральных j . Это зависит от A и B , но это невозможно, т. к. по формуле Вьетта можно записать:

$$\frac{mp^2}{A} = -(2j_1 - 1)^2 \cdot (2j_2 - 1)^2 < 0,$$

где j_1 и j_2 — искомые значения j , а значит $x \neq 0$ и

$$1 = C \sum_{j=1}^{\infty} \frac{a_{2j-1}^2}{A(2j-1)^4 - B(2j-1)^2 - mp^2}. \quad (12)$$

Вычислим сумму

$$\sum_{j=1}^{\infty} \frac{a_{2j-1}^2}{A(2j-1)^4 - B(2j-1)^2 - mp^2}. \quad (13)$$

Согласно (11) эта сумма имеет вид:

$$\frac{4}{\pi^2} \sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{(2j-1)^2 [A(2j-1)^2 - B(2j-1)^2 - mp^2]}. \quad (14)$$

Обозначим $y = (2j-1)^2$, тогда

$$\frac{1}{y^2 (Ay^2 - By - mp^2)} = \frac{\gamma_1}{y - y_1} + \frac{\gamma_2}{y - y_2} + \frac{\gamma_3}{y},$$

где $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ — некоторые коэффициенты, а y_1 и y_2 — корни уравнения

$$Ay^2 - By - mp^2 = 0. \quad (15)$$

После приведения к общему знаменателю запишем

$$1 = \gamma_1 (y - y_2) y + \gamma_2 (y - y_1) y + \gamma_3 (y - y_1)(y - y_2).$$

Учитывая, что $(y - y_1)(y - y_2) = y^2 - \frac{B}{A}y - \frac{mp^2}{A}$ и приравняв коэффициенты, при одинаковых степенях y в левой и правой части, получим:

$$\begin{array}{l} y^2 \left\{ \begin{array}{l} \gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_3 = 0; \\ -\gamma_1 y_1 - \gamma_2 y_2 - \gamma_3 \frac{B}{A} = 0; \\ -\gamma_3 \frac{mp^2}{A} = 1; \end{array} \right. \\ \gamma_3 = -\frac{A}{mp^2}; \end{array} \quad \left\{ \begin{array}{l} \gamma_1 + \gamma_2 = -\frac{A}{mp^2}; \\ y_1 \gamma_1 + y_2 \gamma_2 = \frac{B}{mp^2}; \\ \gamma_2 (y_1 - y_2) = \frac{Ay_1 - B}{mp^2}; \\ \gamma_1 = \frac{Ay_1 - B}{(y_1 - y_2) mp^2}. \end{array} \right.$$

Окончательно

$$\gamma_1 = -\frac{A}{mp^2}, \quad \gamma_2 = \frac{Ay_1 - B}{(y_1 - y_2) mp^2}, \quad \gamma_3 = \frac{Ay_2 - B}{(y_2 - y_1) mp^2}. \quad (16)$$

Теперь сумма (14) принимает вид:

$$\frac{4}{\pi^2} \left(\gamma_1 \sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{(2j-1)^2 - y_1} + \gamma_2 \sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{(2j-1)^2 - y_2} + \gamma_3 \sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{(2j-1)^2} \right). \quad (17)$$

Для произвольного z вычислим сумму

$$\sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{(2j-1)^2 - z^2} = \Phi(z) \quad (18)$$

для случаев:

а) $\Phi(z)$ имеет простые полюса в точках $\pm(2j-1)$, $j=1, \dots$, в тех же точках имеет полюса и функция $\operatorname{tg} \frac{\pi}{2} z$;

$$\text{б) } \Phi(z) = \frac{1}{2z} \sum_{j=1}^{\infty} \left(\frac{1}{z - (2j-1)} - \frac{1}{z + (2j-1)} \right).$$

Отсюда видно, что $\Phi(z)$ $2z$ периодична с периодом 2, а в точках вида $2j-1$, $j=0, \pm 1, \dots$ имеет вычеты, равные единице.

Функция $\operatorname{tg} \frac{\pi}{2} z$ в точке $z = 2j-1$ имеет вычет $\lim_{z \rightarrow 2j-1} \left(\operatorname{tg} \frac{\pi}{2} z \right) \cdot (z - 2j + 1)$, равный $\lim_{z \rightarrow 2j-1} \frac{1}{\frac{\pi}{2} \sin^2 \frac{\pi}{2} z} = -\frac{2}{\pi}$, кроме того $\operatorname{tg} \frac{\pi}{2} z$

периодична с периодом 2.

Из этих трех утверждений следует, что функции $2z\Phi(z) + \frac{\pi}{2} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2} z$ не имеет полюсов (они сокращаются). Эта функция периодична с периодом 2 и в полосе $0 < R_z < 2$ ограничена, поэтому она ограничена во всей комплексной плоскости. Согласно теореме Лиувилля о том, что ограниченная функция, аналитическая во всей комплексной плоскости, есть константа, получим:

$$2z\Phi(z) + \frac{\pi}{2} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2} z = \text{const}$$

и так как в точке $z=0$ левая часть обращается в ноль, то $\text{const} = 0$,

то есть $\Phi(z) = -\frac{\pi}{4z} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2} z$, теперь (17) приобретает вид:

$$\frac{1}{\pi} \left(\gamma_1 \frac{\operatorname{tg} \frac{\pi}{2} \sqrt{\bar{y}_1}}{\sqrt{\bar{y}_1}} + \gamma_2 \frac{\operatorname{tg} \frac{\pi}{2} \sqrt{\bar{y}_2}}{\sqrt{\bar{y}_2}} + \gamma_3 \frac{\pi}{2} \right),$$

а уравнение (12) переписывается в следующем виде:

$$-\frac{\pi}{C} = \gamma_1 \frac{\operatorname{tg} \frac{\pi}{2} \sqrt{\bar{y}_1}}{\sqrt{\bar{y}_1}} + \gamma_2 \frac{\operatorname{tg} \frac{\pi}{2} \sqrt{\bar{y}_2}}{\sqrt{\bar{y}_2}} + \gamma_3 \frac{\pi}{2}. \quad (19)$$

Это трансцендентное уравнение относительно P_2 . Преобразуем уравнение (19) для более удобного использования

$$-\frac{\pi}{C} \cos \left(\frac{\pi}{2} \sqrt{\bar{y}_1} \right) = \gamma_1 \frac{\sin \frac{\pi}{2} \sqrt{\bar{y}_1}}{\sqrt{\bar{y}_1}} + \cos \frac{\pi}{2} \sqrt{\bar{y}_1} \left[\gamma_2 \frac{\operatorname{th} \left(\frac{\pi}{2} \sqrt{\bar{y}_2} \right)}{\sqrt{\bar{y}_2}} + \gamma_3 \frac{\pi}{2} \right]. \quad (20)$$

Подставляя в него явные выражения для y_1 и y_2 — корней уравнения (15), коэффициенты A_1 , A_2 и A_3 из (9) и (10), а также γ_1 , γ_2 , γ_3 из (16), получаются все точные значения для P_2 .

В качестве примера определим частоты свободных колебаний металлического моста комбинированной системы «жесткая балка — гибкая арка» с ездой поверху при данных: $L = 120$ м; $l = 18$ м;

$E_s = E_0 = 2,1 \cdot 10^7$ м/м²; $F_a = 0,03276$ м²; $F_b = 0,13373$ м²; $J_0 = 0,04356$ м⁴; $H = 402,53$ м.

Расчет по уравнению (20) произведен на ЭВМ ЕС на алгоритмическом языке «FORTRAN-IV», удобном для программирования и решения инженерных задач. Получены следующие низшие частоты вертикальных свободных колебаний для рассмотренного примера:

$P_1 = 7,500$ сек⁻¹; $P_2 = 10,5041$ сек⁻¹; $P_3 = 25,1087$ сек⁻¹;
 $P_4 = 49,5917$ сек⁻¹; $P_5 = 82,8341$ сек⁻¹; $P_6 = 123,8960$ сек⁻¹ и т. д.

Լ. Վ. ՊՅՏՐՈՍՅԱՆ, Ս. Կ. ՌՈՒՐԱՆՅԱՆ

«ՃԿՈՒՆ ԿԱՐԱՐ—ԿՈՇՏ ՀԵՄԱՆ» ՀԱՐԱԿԱՐԻ ԲԱՍՏԱՆԱԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ

Ս. մ. փ. ո. փ. ո. մ.

Հողմածուծ դիտարկվում են համակցված «կոշտ հեծան—ճկուն կամար» համակարգի ազատ տատանումների հաճախությունները, երբ երթևեկութունը իրականացվում է վերին ղոտիով, Տատանումների դիֆերենցիալ հավա-

սարման մեջ նկատի է առնված համակարգի զեֆերոնային տատանման Ժամանակի Խառնված է, այդ հախառնման լուծումը համակարգի ազատ տատանումների բոլոր համախառնումների որոշման համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Դեմյան Լ. Ս. Вибрация висячих и арочных ферм. МИСИ им. Куйбышева, сб. тр. № 4, 1940.
2. Смирнов А. Ф. Устойчивость и колебание сооружений. ГТЖИ, М., 1958.
3. Коваленко С. И. Свободные и вынужденные колебания гибкой арки с балкой жесткости. Тр. Днепронетровского инст. железнодорож. тр. Трансжелдориздт, вып. XXIII, 1953.
4. Смирнов В. А. Висячие мосты больших пролетов. М., 1975.
5. Кунин Г. Я. О свободных колебаниях жестко комбинированных систем. Сб. «Вопросы динамики и динамической прочности» вып. II, Рига, АИ Латв. ССР, 1954.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

П. Е. АЗАРЯН

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ТЕМПЕРАТУРЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ
 НАИБОЛЕЕ НАГРЕТОЙ ТОЧКИ В МНОГОСЛОЙНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
 ОБМОТКАХ МАСЛЯНЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ

Существуют различные методы тепловых расчетов многослойных цилиндрических обмоток силовых масляных трансформаторов, где рассматривается одномерное температурное поле с постоянным внутренним источником тепла, не зависящим от температуры обмотки [1, 2].

При помощи этих методов невозможно определить координаты наиболее нагретой точки в двумерном пространстве слоев цилиндрических обмоток. Создание достаточно точного и сравнительно нетрудоемкого метода является актуальной проблемой, позволяющей просто и надежно проектировать обмотки масляных трансформаторов.

Слоевая цилиндрическая обмотка масляных трансформаторов (рис. 1) представляет собой совокупность проводниковых и изоляционных материалов, где теплопроводность по основным направлениям тепловых потоков различна ($\lambda_r + \lambda_y$).

Если совместить геометрические оси обмотки и температурного поля с основными направлениями теплопроводности, а также предположить, что коэффициенты теплопроводности по этим направлениям постоянны, то для температурного поля обмотки дифференциальное уравнение теплопроводности в цилиндрической системе координат

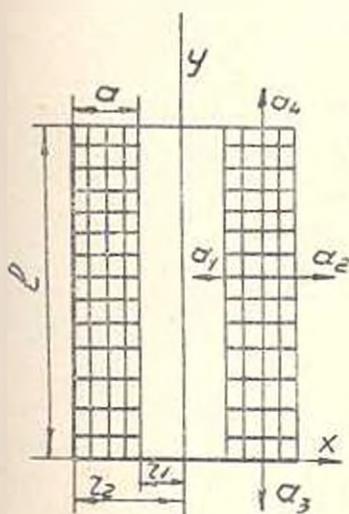


Рис. 1. Расчетная схема.

записывается:

$$\lambda_r \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) + \lambda_y \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + q = 0, \quad (1)$$

где q — удельная мощность потерь в рассматриваемой точке обмотки с координатами r и y ; θ — превышение температуры этой точки над температурой масла T^0 ; λ_r и λ_y — эквивалентные коэффициенты теплопроводности в радиальном и осевом направлениях.

Если считать, что температурное поле в любом продольном, нормальном к слоям, сечении обмотки одинаково, то температурное поле обмотки может быть рассмотрено в прямоугольной системе координат. Принимая за определяющий размер ширину обмотки a , вводим относительные размеры $\bar{r}_1 = r_1/a$, $\bar{r}_2 = r_2/a$, $\bar{l} = l/a$. В этом случае уравнение (1) записывается в виде:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{x}^2} - \frac{1}{\bar{x}} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}} + k \frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{y}^2} + \frac{q a^2}{t_r} = 0, \quad (2)$$

Граничные условия при $0 \leq \bar{y} \leq 1$ —

$$\theta_1 = \frac{1}{Bi_1} \left(\partial \theta / \partial \bar{x} \right)_{\bar{x} = \bar{r}_1}, \quad (3)$$

$$\text{а при } \bar{r}_1 < \bar{x} < \bar{r}_2 \quad \theta_2 = -1/Bi_2 \left(\partial \theta / \partial \bar{x} \right)_{\bar{x} = \bar{r}_2}, \quad (4)$$

$$\theta_3 = 1/Bi_3 \left(\partial \theta / \partial \bar{y} \right)_{\bar{y} = 0}, \quad (5)$$

$$\theta_4 = -1/Bi_4 \left(\partial \theta / \partial \bar{y} \right)_{\bar{y} = 1}. \quad (6)$$

Здесь $Bi_1 = \lambda_1 a / t_r$, $Bi_2 = \lambda_2 a / t_r$, $Bi_3 = \lambda_3 a / l$, $Bi_4 = \lambda_4 a / l$ — критерии Био, для боковых и торцевых поверхностей: $k = \frac{\lambda_2}{t_r l^2}$; $\bar{x} = \frac{x}{a}$; $\bar{y} = \frac{y}{a}$ — текущие координаты.

Точное решение уравнения (2) находится в виде рядов Фурье [3, 4], а применение таких приближенных методов, как коллокации и наименьших квадратов приводит к громоздким вычислительным операциям. Наиболее удобным методом приближенного решения (2) является принцип элементарной суперпозиции, который применим к телам с равномерно распределенными внутренними источниками тепла [5]. Для любого элементарного объема обмотки

$$q = q_x + q_y, \quad (7)$$

где q и q_x — составляющие удельной мощности потерь, рассеиваемые радиальными и продольными тепловыми потоками.

На основании (7) реальное двумерное температурное поле обмотки можно представить как совокупность двух одномерных: радиального и продольного. Для радиального температурного поля обмотки

$$\frac{d^2 \theta_r}{d \bar{x}^2} + \frac{1}{\bar{x}} \frac{d \theta_r}{d \bar{x}} + \frac{q_x a^2}{t_r} = 0, \quad (8)$$

а граничные условия —

$$\theta_1 = \frac{1}{Bi_1} \left(\frac{d \theta_r}{d \bar{x}} \right)_{\bar{x} = \bar{r}_1}; \quad (9)$$

$$\theta_1 = -\frac{1}{Bi_2} \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{\bar{x}=\bar{r}_1}, \quad (4)$$

Решение уравнения (8) с граничными условиями (3') и (4') представляется в виде [6]

$$\theta_2 = \frac{q_x a^2}{4k_r} (-\bar{x}^2 + A \ln \bar{x} + B), \quad (9)$$

где

$$A = \frac{N \bar{r}_2 - M}{n - m}; \quad (10)$$

$$B = \frac{Mn - Nm}{n - m}; \quad (11)$$

$$m = \ln \bar{r}_1 - \frac{1}{r Bi_1}; \quad (12)$$

$$n = \ln \bar{r}_2 + \frac{1}{r Bi_2}; \quad (13)$$

$$M = \bar{r}_1^2 - \frac{2}{Bi_1} \bar{r}_1; \quad (14)$$

$$N = \bar{r}_2^2 + \frac{2}{Bi_2} \bar{r}_2. \quad (15)$$

Максимальная температура в радиальном направлении θ_m достигается при $\left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{\bar{x}=\bar{x}_0} = 0$. Дифференцируя (9) по \bar{x} и решая относительно \bar{x}_0 , получим

$$\bar{x}_0 = \{ 0,5 A \}, \quad (16)$$

следовательно,

$$\theta_m = \frac{q_x a^2}{4k_r} [A (\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B], \quad (17)$$

откуда

$$q_x = \frac{4 k_r \theta_m}{a^2 [A (\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B]}. \quad (18)$$

Для продольного температурного поля обмоток справедливо уравнение

$$k \frac{d^2 \theta_y}{dy^2} + \frac{a^2 q_x}{l_r} = 0, \quad (19)$$

а граничные условия —

$$\theta_3 = \frac{1}{Bi_3} \left(\frac{d\theta}{dy} \right)_{\bar{y}=0}, \quad (5')$$

$$\theta_4 = -1/Bi_4 (d\theta/d\bar{y})_{\bar{y}=1}. \quad (6')$$

Решение уравнения (19) с граничными условиями (5') и (6') будет

$$\vartheta_y = \frac{q_1 a^2}{2k_1} \left(-\bar{y}^2 + D\bar{y} + \frac{D}{Bi_3} \right), \quad (20)$$

где

$$D = \frac{1 - \frac{2}{Bi_1}}{1 + 1/Bi_3 + 1/Bi_4}. \quad (21)$$

Максимальная температура в продольном направлении определяется из условий $\vartheta_{,x} = 0$ при $\bar{x} = \bar{x}_0$ и $(D\vartheta_{,y} + d\vartheta)_{\bar{y} = \bar{y}_0} = 0$. Следовательно,

$$\bar{y}_0 = 0,5 D, \quad (22)$$

$$\vartheta_{,x} = \frac{q_1 a^2}{2\lambda_1 k} \left(\frac{D^2}{4} + \frac{D}{Bi_3} \right), \quad (23)$$

откуда

$$q_1 = \frac{2\lambda_1 k \vartheta_{,x}}{a^2 \left(\frac{D^2}{4} + \frac{D}{Bi_3} \right)}. \quad (24)$$

Выражения (18) и (24) показывают, что значения интенсивности внутренних источников тепла при одномерных радиальных и продольных температурных полях не зависят друг от друга. Подставляя (18) и (24) в (7) и решая относительно ϑ_m , получим

$$\vartheta_m = \frac{q a^2}{4k_1} \frac{[A(\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B] \left(\frac{D^2}{4} + \frac{D}{Bi_3} \right)}{0,5 k [A(\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B] + \left(\frac{D^2}{4} + \frac{D}{Bi_3} \right)}. \quad (25)$$

Таким образом:

$$\vartheta_x = \vartheta_m \frac{A \ln \bar{x} - \bar{x}^2 + B}{A(\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B}, \quad (26)$$

$$\vartheta_y = \vartheta_m \frac{D\bar{y} - \bar{y}^2 + D/Bi_3}{D^2/4 + D/Bi_3}. \quad (27)$$

На основе элементарной суперпозиции для превышения температуры в любой точке обмотки с координатами $(\bar{x}; \bar{y})$ получим

$$\vartheta(\bar{x}; \bar{y}) = \vartheta_m \frac{A \ln \bar{x} - \bar{x}^2 + B}{A(\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B} = \vartheta_m \frac{D\bar{y} - \bar{y}^2 + D/Bi_3}{D^2/4 + D/Bi_3}$$

или

$$\vartheta(\bar{x}; \bar{y}) = \vartheta_m \frac{(A \ln \bar{x} - \bar{x}^2 + B)(D\bar{y} - \bar{y}^2 + D/Bi_3)}{[A(\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B] \left(\frac{D^2}{4} + D/Bi_3 \right)}. \quad (28)$$

При этом среднеобъемное $\bar{\theta}_v$ и среднеповерхностное $\bar{\theta}_s$ превышения температуры над температурой окружающей среды, соответственно, определяются как

$$\bar{\theta}_v = \frac{1}{\pi a^2 \bar{l} (1 + 2\bar{r}_1)} \int_{\bar{r}_1}^{\bar{r}_2} \int_0^1 2\pi x^2 (\bar{x}, \bar{y}) dx dy = \theta_{\infty} E_1 E_2 \quad (29)$$

где

$$E_1 = \frac{A \left(\frac{\bar{r}_2^2 \ln \bar{r}_2 - \bar{r}_1^2 \ln \bar{r}_1}{2\bar{r}_1 + 1} - 0,5 \right) + \frac{\bar{r}_2^2 - \bar{r}_1^2}{2} + B}{A (\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B} \quad (30)$$

$$E_2 = \frac{0,5D - \frac{1}{3} + D Bi_2}{\frac{D^2}{4} + D/Bi_2} \quad (31)$$

и

$$\begin{aligned} \bar{\theta}_s = & \frac{2 \pi a^2 \bar{l} [r_1 (A \ln \bar{r}_1 - \bar{r}_1 - B) + \bar{r}_2 (A \ln \bar{r}_2 - \bar{r}_2 + B)]}{[A (\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B] \left(\frac{D^2}{4} + \frac{D}{Bi_2} \right)} \times \\ & \times \frac{\int_0^1 \left(D\bar{y} - \bar{y}^2 + \frac{D}{Bi_2} \right) d\bar{y}}{\int_1^0 d\bar{y}} + \frac{\pi a^2 (1 + 2\bar{r}_1) \left(D - 1 + \frac{2}{Bi_2} \right)}{[A (\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B] \left(\frac{D^2}{4} + \frac{D}{Bi_2} \right)} \times \\ & \times \frac{\int_{\bar{r}_1}^{\bar{r}_2} \frac{(A \ln \bar{x}_0 - \bar{x}^2 - B) 2\pi \bar{x} d\bar{x}}{2\pi \bar{x} d\bar{x}}}{2\pi \bar{x} d\bar{x}} \quad (32) \end{aligned}$$

откуда

$$\bar{\theta}_s = \theta_{\infty} \left(\frac{\bar{l}}{1 + \bar{l}} E_1 E_2 + \frac{1}{2(1 + \bar{l})} E_1 E_2 \right) \quad (33)$$

где

$$E_1 = \frac{D - 1 + \frac{2D}{Bi_2}}{\frac{D^2}{4} + \frac{D}{Bi_2}} \quad (34)$$

$$E_4 = \frac{A \frac{\bar{r}_2 \ln \bar{r}_1 + \bar{r}_1 \ln \bar{r}_2}{1 + 2\bar{r}_1} - (\bar{r}_2 + \bar{r}_1) + B}{A(\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B} \quad (35)$$

Анализ решения

1. Если верхний торец обмотки теплоизолирован, то $Bi_1 = 0$ (полуограниченный цилиндр). В этом случае $D = 2$ и $y_0 = 1$ и наиболее нагретая точка находится у верхнего торца обмотки с координатами $(\bar{x}_0; 1)$. Превышение температуры наиболее нагретого участка обмоток, среднееобъемное и среднееповерхностное значения, а также ее пространственное распределение в обмотках определяются по формулам (25), (29), (33), (28).

2. Если внутренняя боковая поверхность теплоизолирована, то $Bi_1 = 0$. В этом случае $A = 2\bar{r}_1$, $\bar{x}_0 = \bar{r}_1$ и $B = 2\bar{r}_1^2 h - N$, поэтому наиболее нагретая точка находится на внутренней поверхности обмотки с координатами $(\bar{r}_1; 0,5 D)$. Вышеуказанные превышения температуры определяются теми же формулами с учетом $\bar{x}_0 = \bar{r}_1$ и $B = 2\bar{r}_1^2 h - N$.

3. Если торцевые поверхности теплоизолированы (обмотка в продольном направлении неограничена), то $Bi_2 = Bi_3 = 0$. В этом случае $D = 1$ и $y_0 = 0,5$. Наиболее нагретая точка находится на середине обмотки с координатами $(\bar{x}_0; 0,5)$. Если $Bi_1 = Bi_4 \rightarrow \infty$ (превышение температуры внутренних и наружных боковых поверхностей над температурой окружающей среды равно нулю), то в этом случае оно идентично решению, принятому в [1].

4. Если внутренняя боковая и верхняя торцевая поверхности теплоизолированы, то $A = 2\bar{r}_1$ и $D = 2$, при $\bar{x}_0 = \bar{r}_1$ и $y_0 = 1$. Наиболее нагретая точка в рассматриваемой части обмоток имеет координаты $(\bar{r}_1; 1)$.

5. Когда интенсивность внутренних источников тепла зависит от температуры, считаем, что в каждом конкретном интервале температур она постоянна и равна среднему значению для этого интервала. При оперировании средних значений радиальной и продольной составляющих удельной мощности потерь при любом характере зависимости $q(\theta)$ с достаточной для инженерных расчетов степени точности применимы все выражения, полученные для случая $q_{1-c} = \text{const}$. Поэтому

$$q_m = \frac{q_{1-c}^2}{4\epsilon_r} \frac{[A(\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B](D^2/4 + D Bi_1)}{0,5 k [A \ln \bar{x}_0 - 0,5) + B] + (D^2/4 + 2 Bi_1)} \quad (25')$$

где q_m — удельная мощность потерь в наиболее нагретой точке обмотки. Если заметить в равенстве (25') $q_m = q_0(1 + \beta\theta)$, где q_0 — удельная мощность потерь в обмотке при нулевом нагреве, β — температурный коэффициент удельного электрического сопротивления материала провода, то получим

$$\theta_m = \left\{ \frac{\lambda r}{q_0 a^2} \frac{0,5 k [A(\ln x_0 - 0,5) - B] + D^2/4 + D/Bi_2}{[A(\ln x_0 - 0,5) + B](D^2/4 + D/Bi_2)} - \beta \right\}^{-1} \quad (35)$$

Для проверки точности предлагаемого метода воспользуемся результатами решения [1] уравнения температурного поля обмотки и методом теплового расчета обмотки масляных трансформаторов, указанных в [2] со следующими параметрами:

$$\lambda_{r \text{эф}} = 38,14 \cdot 10^{-4}; \lambda_{y \text{эф}} = 59 \cdot 10^{-4} \text{ Вт/см. гр.};$$

$$a = 3,6; l = 65; r_1 = 16,65, r_2 = 21,25 \text{ см.}; q = 26,74 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/см}^2 \cdot \text{гр.}$$

$$\alpha_1 = 46,56 \cdot 10^{-4}, \alpha_2 = 58,2 \cdot 10^{-4}, \alpha_3 = 87,3 \cdot 10^{-4}, \alpha_4 = 12,51 \cdot 10^{-4} \text{ Вт/см}^2 \cdot \text{гр.}$$

Некоторое отклонение между кривыми (1) и (2) объясняется тем, что при равных условиях превышение температуры наиболее нагретой изотермы у цилиндрических обмоток больше, чем у плоских (кривые 1 и 2 на рис. 2).

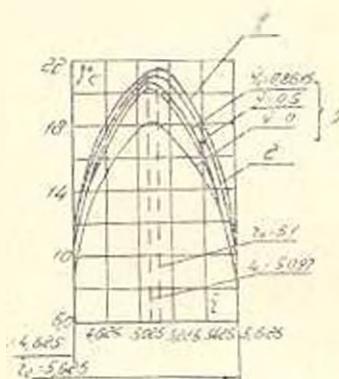


Рис. 2.

- Рис. 2. Распределение температуры в радиальном направлении обмотки:
 1. Расчетная по [2].
 2. Расчетная по [1].
 3. Рассчитанная по формулам (25) и (28).



Рис. 3.

- Рис. 3. Распределение температуры в продольном направлении обмотки.

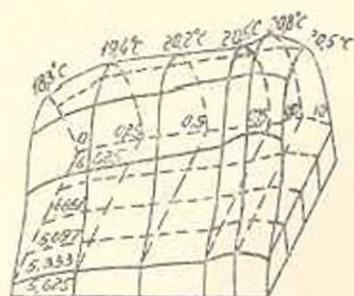


Рис. 4. Пространственное распределение температуры в обмотке.

В силовых масляных трансформаторах до 1000 кВА $Bi_1 \sim \frac{1}{7,5} Bi_2$. Для этих же трансформаторов Bi_2 , в зависимости от высоты обмоток, изменяется в пределах от 0,01 до 0,5, а y_0 меняется от 0,88 до 0,86, т. е. y_0 является слабой функцией от Bi_2 . Таким образом, для трансформаторов до 1000 кВА y_0 с точностью до 1,5% можно принять равным 0,87. С другой стороны, для силовых масляных трансформаторов указанных мощностей \bar{l} не может быть ниже 10, поэтому коэффициент k пренебрежимо мал. Если учитывать также, что ширина охлаждающего канала обмотки выбирается по нормам, приведенным в [2], то в этом случае $Bi_1 = Bi_2 = Bi$. При этих условиях равенства (10), (25) и уравнение (28) упрощаются и принимают вид:

$$A = \frac{r_2^2 - \bar{r}_1^2 + \frac{2}{Bi} (\bar{r}_1 + r_1)}{\ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{Bi} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{2}{r_2} \right)} \quad (36)$$

$$\bar{y}_m = \frac{q\sigma^2}{4r} [A (\ln \bar{x}_0 - 0,5) + B] \quad (37)$$

$$\eta = \eta_m \frac{(A \ln \bar{x} - \bar{x}^2 + B) (1,74 Bi_2 \bar{y} - Bi_2 y^2 - 1,74)}{[A (\ln x_0 - 0,5) + B] (0,757 Bi_2 + 1,74)} \quad (38)$$

Сравнительный анализ показал, что превышение температуры наиболее нагретой точки обмотки в указанных масляных трансформаторах можно рассчитать по формуле (37), т. к. погрешность по сравнению с результатами расчета по равенству (25) для широких диапазонов изменения q составляет не более 1%.

Температурные поля, полученные экспериментально в обмотке масляного трансформатора 630 кВА с классом напряжения 6 кВ при различных тепловых режимах идентичны. Погрешность расчета по формуле (37) и (38) не превышала 5% от результатов опыта, что вполне приемливо для практических расчетов.

П. О. «Армэлектромаш»

Поступило 10.V.1978.

Պ. Ե ԱԶԱՐՅԱՆ

ՅՈՒՂԱՅԻՆ ՏՐԱՆՍՖՈՐՄԱՏՈՐՆԵՐԻ ԴԱՆԱԶԻՎ ԲԱԶՄԱՇԵՐՏ
ՓԱԹՈՒՅԻՆԵՐՈՒՄ ԱՌԱՎԱԼ ՏԱՔԱՅԱՄ ԿԵՏԻ ԳԻՔԻ
ԵՎ ԶԻՐՄԱՏՏԻՃԱՆԻ ՈՐՈՇՄԱՆ ՄԱՍԻՆ

Ա Մ Փ Ո Փ Ն Ո Մ

Վերլուծվում է յուղային արանսֆորմատորների դաշնաձև բազմաշերտ փաթույթների երկշափ ջերմաստիճանային դաշտը և առաջարկվում է այդպիսի փաթույթների ջերմային հաշվարկի նոր մեթոդ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Готтер Г. Нагревания и охлаждения электротехнических машин. ГЭИ, 1961.
2. Тихомиров П. М. Расчет трансформаторов. М., «Энергия», 1968.
3. Лыков А. В. Теория теплопроводности. М., «Высшая школа», 1967.
4. Карслоу Х. С., Егер Д. К. Теплопроводность твердых тел. М., «Наука», 1964.
5. Пехович А. И., Жидких В. М. Расчет теплового режима твердых тел. М., «Энергия», 1968.
6. Залесский А. М., Кукеева Г. А. Тепловые расчеты электрических аппаратов. М., «Энергия», 1967.

ГИДРАВЛИКА

Р. Е. АКОНЯН, Я. А. АЛМАСЯН, С. Н. МАНУКЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА
ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПНЕВМОТРАНСПОРТА
СО СТУПЕНЧАТЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ ДИАМЕТРА
ТРУБОПРОВОДА

При проектировании пневмотранспортных установок как исходные данные задаются: а) вид транспортируемого материала; б) его количество, подлежащее транспортировке; в) длина транспортирования. Определяя насыпной вес вещества γ_H и принимая начальную скорость аэросмеси, однозначно определяются начальный диаметр трубопровода и удельный расход воздуха n .

Расчет сводится к определению необходимого давления транспортирования p_1 [1]. Предлагаемая в [2] математическая модель пневмотранспорта не позволяет получить явную зависимость расхода воздуха от проектной длины перемещения. Использование же алгоритмов, реализующих неявные схемы решения этой задачи, связано с многократным выполнением итерационных процедур, на каждом шагу которых реализуется модель [2].

Ввиду вышесказанного была поставлена задача нахождения явного выражения для определения расхода воздуха вида.

$$n = f(l, D_2, p_1, \gamma_H). \quad (1)$$

Получение этой зависимости на основе теоретических предпосылок невозможно и постановка экспериментов обусловлена значительными экономическими затратами. Поэтому в качестве априорной информации о функциональной связи (1) были использованы результаты расчетов по математической модели [2], поскольку она адекватно описывает широкий спектр экспериментальных данных.

Расчеты проводились на ЭВМ ЕС 1020.

Непосредственное определение n из математической модели невозможно. Зависимость искалась в виде многочлена, линейного по параметрам, относительно l

$$l = f(n, D_2, p_1, \gamma_H). \quad (2)$$

Была построена специальная матрица планирования эксперимента, отвечающая требованиям нормированных планов полного факторного эксперимента типа 2^4 . Результат каждого расчета рассматривался как

результат некоторого псевдоэксперимента, отвечающего условиям данного плана. Таких расчетов произведено $N = 2^4 = 16$. Обработкой результатов расчета найдено регрессионное уравнение. Однако, полученное выражение неудовлетворительно описывало расчетные данные математической модели, что вынуждало постулировать влияние квадратичных членов на l .

Для выявления зависимости (2) с учетом квадратных членов, возникла необходимость построения плана второго порядка для четырех факторов. Расчеты велись для трех веществ и отдельно (глинозем, цемент, апатит).

Для каждого вещества строились ортогональные центральные композиционные планы второго порядка для трех факторов (табл. 1—графы 2, 3, 4 и табл. 2) [3].

Таблица 1

f \ l	n	D ₁	P ₁	Цемент			Глинозем			Апатит		
				f ^м	f'	l	f ^м	f'	l	f ^м	f'	l
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	+	+	+	3976	2873	4051	4219	4117	4114	3361	3365	3700
2	+	+	+	776	815	847	811	892	874	481	553	535
3	+	+	+	3040	3093	3187	3227	3281	3115	2802	2849	2960
4	+	+	+	593	535	486	620	567	507	367	315	328
5	+	+	+	1075	1133	1108	1131	1203	1121	930	1035	967
6	+	+	+	221	181	199	231	192	205	143	110	126
7	+	+	+	910	743	751	856	792	766	716	688	672
8	+	+	+	169	171	180	175	193	186	108	109	110
9	+	0	0	2094	2353	2381	2430	2495	2101	2135	2197	2139
10	+	0	0	284	227	287	293	233	281	140	139	130
11	0	+	0	1253	1373	1413	1427	1461	1433	1153	1183	1180
12	0	+	0	963	947	981	1017	1013	995	821	815	815
13	0	0	+	2171	2215	2316	2298	2314	2315	1949	1900	1971
14	0	0	+	420	391	447	449	409	452	366	319	313
15	0	0	0	1184	1172	1197	1249	1237	1214	1010	1000	998

Математ. ожидание относит. ошибок (%)	6,2	5,7	6,5	4,5	6,8	5,04
Дисперсионное отношение S_1^2/S_2^2	1,2	1,68	1,18	1,79	1,2	2,03
Табл. знач. крит. Фишера ($\alpha=0,05, f_1=14, f_2=14$)	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5

Таблица 2

	+x	-1	0	-1	-x
n [м ³ /кг]	0,004	0,00371	0,00235	0,00099	0,0007
n ^м [м ³ /кг]	0,001	0,00368	0,00219	0,0007	0,00028
D ₁ [м]	0,1	0,0956	0,075	0,0514	0,05
P ₁ [кг.м ²]	7000	66500	50000	3350	30000

n — для цемента и глинозема, n^м — для апатита.

В качестве ядра плана использовался полный факторный план типа 2^3 , к которому добавлены 6 звездных точек (табл. 1, опыты 9—14) и одна — в центре плана (опыт 15). Плечо звездных точек нетрудно определить из условий ортогональности плана: для $n = 3$, $\alpha = 1,215$ [4].

Регрессионная модель искалась в виде

$$l = b_0 + a_1 n + a_2 D_1 + a_3 p_1 + a_4 n D_1 + a_5 n p_1 + a_6 D_1 p_1 + a_7 (n^2 - \beta) + a_8 (D_1^2 - \beta) + a_9 (p_1^2 - \beta), \quad (3)$$

где β для $n = 3$ определяется из соотношения [4]:

$$\beta = \frac{2^3 + 2\alpha^2}{N} = 0,73.$$

При постановке псевдоэкспериментов факторы варьировались в практически очень широких диапазонах (табл. 2): расход воздуха от 0,00038 до 0,004; начальные диаметры от 0,05 до 0,1 мм; давление от 3,0 до 7,0 атм.

Результаты расчетов для всех веществ, отвечающих условиям матрицы планирования, приведены в графах 5, 8, 11 табл. 1. Оценки коэффициентов определялись по выражениям:

$$a_i = \begin{cases} C_1 \sum_{j=1}^N X_{j,i} l_j; & i = 1, 2, 3; & b_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N l_j; \\ C_2 \sum_{j=1}^N X_{j,i+k} X_{j,i-k} l_j; & i = 4, 5, 6, \\ & k = 5, 6, i+k, \\ C_3 \sum_{j=1}^N [(X_{j,i-k})^2 - \beta] l_j; & i = 7, 8, 9, \end{cases} \quad (4)$$

где $N = 15$ — количество опытов плана; $C_1 = 0,0913$, $C_2 = 0,125$, $C_3 = 0,2298$ [4] — диагональные элементы дисперсионной матрицы плана.

Если полином (3) представить в виде

$$l = a_0 + a_1 n + a_2 D_1 + a_3 p_1 + a_4 n D_1 + a_5 n p_1 + a_6 D_1 p_1 + a_7 n^2 + a_8 D_1^2 + a_9 p_1^2, \quad (5)$$

то a_0 определится из выражения

$$a_0 = b_0 - \beta \sum_{i=1}^9 a_{i+6}.$$

Вычисленные по (4) коэффициенты модели приведены в табл. 3 (графы 3, 4, 5).

При оценке значимости членов регрессионного уравнения (5) сравнивались остаточные дисперсии между расчетными по модели $l^{пак}$ с l^* , вычисленными по (5) S_{i^*} , и с l , вычисленными по (5) после исклю-

чения предполагаемо незначимых факторов S_i^2 . Сравнение проводилось с использованием табличных значений критерия Фишера для уровня значимости 0,05 и дисперсионного отношения S_1^2/S_2^2 . Последнее показало, что для всех трех веществ только предпоследний член в (5) является незначимым и может быть исключен из рассмотрения.

В качестве меры описательной силы полученных регрессионных моделей служили математические ожидания и дисперсии относительных ошибок между l , рассчитанными по (5), и результатами псевдоэксперимента. Приведенные в нижней части табл. 1 оценки этих величин позволяют утверждать, что полученные регрессионные уравнения адекватно описывают результаты псевдоэксперимента, следовательно, их можно использовать при получении обобщенной модели для всех веществ.

Анализируя полученные оценки коэффициентов регрессионной модели (5) (табл. 3), удалось установить закон их изменения от свойств

Таблица 3

X_i	a_i	Вещество			Обобщенные значения коэффициентов	
		целлюлоза	глюкоза	алюмин	нормированные	натуральные
1	2	3	4	5	6	7
1	a_0	1172	1217	999	1629	2566
n	a_1	875	831	870	978	-1061286
D_1	a_2	175	184	151	238	-19600
P_1	a_3	751	787	651	1029	-0,0743
nD_1	a_4	120	118	120	133	4747300
nP_1	a_5	519	554	517	531	25,8013
D_1P_1	a_6	100	105	87	136	0,4
n^2	a_7	80	86	95	59	3190000
D_1^2	a_8	-8	-8	-7,1	-	-
P_1^2	a_9	89	94	75	125	$46 \cdot 10^{-8}$
γ_{11}	a_{10}	-	-	-	-0,451	0,733
$n\gamma_{11}$	a_{11}	-	-	-	-0,0784	-54
$D_1\gamma_{11}$	a_{12}	-	-	-	-0,0526	-3,04
$P_1\gamma_{11}$	a_{13}	-	-	-	-0,2712	$-16,14 \cdot 10^{-8}$
$\gamma_{11}n^2$	a_{14}	-	-	-	0,025	-
$\gamma_{11}P_1$	a_{15}	-	-	-	-0,0362	-
$n\gamma_{11}D_1$	a_{16}	-	-	-	0,0096	-
$n\gamma_{11}P_1$	a_{17}	-	-	-	-0,0165	-
$\gamma_{11}D_1P_1$	a_{18}	-	-	-	-0,0352	-

транспортируемых веществ. Применяв метод наименьших квадратов, для каждого из всех коэффициентов (5) была найдена зависимость

$$a_i = b_{0i} + b_{1i} \gamma_{1i}, \quad i = 0, 1, 2, \dots, 9, \quad (6)$$

после подстановки которой в (5) получается обобщенная математическая модель, отвечающая условию (2). Коэффициенты этой модели приведены в табл. 3 (графа 6). При исключении незначимых коэффициентов этой модели руководствовались сравнением табличных значений критерия Фишера с расчетным дисперсионным отношением S_2^2/S_1^2 .

Отметим, что оценки коэффициентов, приведенные в графах 3—6 табл. 3, справедливы лишь для нормированных факторов n , D_1 , p_1 (табл. 2). Переход к нормированному масштабу был осуществлен по известному соотношению [4]

$$X_i = \frac{X_{i \max}^* + X_{i \min}^*}{2} - \frac{X_{i \max}^* - X_{i \min}^*}{2} X_i^* \quad (7)$$

где X_i^* — значение i -ого фактора в натуральном масштабе измерения.

Свершив обратный переход и исключив незначимые коэффициенты, получим окончательное выражение (табл. 3, графа 7) для расчета длины ступенчатого трубопровода в зависимости от n , D_1 , p_1 , γ_{10}

$$l = 2656 - 1081286 n - 19600 D_1 - 0,0743 p_1 + 4747300 n D_1 + 25,89 n p_1 + 0,4 D_1 p_1 + 319000 C n^2 + 46,10 \cdot 10^{-6} p_1^2 + 0,733 \gamma_{10} - 58 n \gamma_{10} - 3,0 \gamma_{10} D_1 - 16,10 \cdot 10^{-6} \gamma_{10} \quad (8)$$

Расчитанные значения дисперсии и среднего значения относительных ошибок (табл. 1, графы 7, 10, 13) дают наглядное представление об описательной силе полученной модели (ур. 8).

Необходимый расход воздуха для перемещения сыпучего материала на заданную длину определится согласно зависимости (8).

ЕрIII ամ К. Маркел

Поступило 5.11.1979

ՈՒՆ ԵՎ ԶԵՆՈՒՅԱԼ Ե. Զ. ԱԿՈՎՅԱՆ, Ս. Ն. ՄԿԱՆԻՅԱՆ

ՕՒՐ ԿՆԵՐԱԵՆՇՏ ՔԱՆԱԿԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ ԿՈՂՈՎՈՒՄԱՆ ԵՎ ՏՐԱՄԱԿԻՆ ԲԱՏԻՃԱՆԱԿԱՆ ՓՈՓՈԿՈՒՄՈՎ ՊԵՆՎՈՐՏՐԱՆՍՊՈՐՏԻ ՆԱԿԱԳՄԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ

Ա մ ի ո լ ո ս մ

Նրկար տարածությունների պենետրացիոնման համար անհրաժեշտ օդի բանակի մեծադման շափի հաշվումը ֆունկցիոնալի անբացահայտ տեսքի պատճառով կատարված է զԺվարությունների ճիտ Մաթեմատիկական մոդելի հետ կատարված կեղծ փորձերի ճիման վրա զուրս է բերված պոլինոմի տեսքի հավասարում, որը խիստ կրճատում է հաշվարկային աշխատանքները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

- 1 Гаспарян А. М., Акопян Р. К. Пневмотранспорт мелкодисперсных материалов в плотном слое. «Химическая промышленность», 1965, № 7.
- 2 Гаспарян А. М., Акопян Р. К., Аманян Я. А. Пути увеличения дальности передачи взросмесей при пневмотранспорте в плотном слое. «Известия АН АрмССР (серия Т II)», т. XXVI, № 5, 1973.
- 3 Аязизарова С. Л., Кифаров В. В. Оптимизация эксперимента в химии и химической технологии. М., «Высшая школа», 1978.
- 4 Рузанов Л. Г. Статистические методы оптимизации химических процессов. М.—Л., «Химия», 1972.

Р. С. АВЕТИСЯН, Э. М. АГАЛАРЯН

ОБ ОСОБЕННОСТЯХ РАСЧЕТА СТЕКЛОПЛАСТБЕТОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПО ДЕФОРМАЦИЯМ

Цель расчетного определения прогибов конструкций — обеспечить их нормальную эксплуатацию. Теория трещиностойкости и жесткости, созданная в 40-х годах В. И. Мурашевым [1], легла в основу расчета железобетонных конструкций по деформациям в действующих нормах [2].

В последнее время для тех железобетонных конструкций, которые должны обладать высокой коррозионной стойкостью, немагнитностью и низкой электропроводностью вместо стальной применяется стеклопластиковая арматура (СПА), которая имеет весьма высокую прочность на растяжение ($\sigma = 1500 \text{ кгс/см}^2$). В то же время у СПА сравнительно низкий модуль упругости и она обладает свойством ползучести, что и необходимо учесть при определении потерь предварительного напряжения, а также при расчете стеклопластбетонных конструкций по деформациям.

Для определения кривизны балок армированных СПА нами предлагается формула

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_d}{N_d z_d} \left[\frac{\gamma_{sc}}{E_d F_d \nu_{sc}} + \frac{\gamma_d}{(\gamma' + 1) b h_0 E_d \nu} \right] - \frac{N_d \gamma_{sc}}{h_0 E_d F_d \nu_{sc}}, \quad (1)$$

которая от формулы действующих норм [2] отличается наличием коэффициента ν_{sc} , характеризующего пластические свойства СПА, по аналогии с коэффициентом ν , учитывающим упруго-пластические свойства бетона. При кратковременном действии нагрузки $\nu_{sc} = 1$. Ниже рассмотрены только те члены из (1), значения которых при использовании СПА могут отличаться от соответствующих значений по [2] для стальной арматуры.

Коэффициент

$$\nu_{sc} = \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_n}, \quad (2)$$

где ε_y , ε_n — упругие и полные деформации СПА:

$$\varepsilon_n = \frac{\sigma_k}{E} \varphi_1 + \frac{\sigma_k}{E} - \frac{\sigma_k}{E} \varphi_1. \quad (3)$$

В формуле (3) σ_a — напряжение в СПА в сечении с трещиной

$$\sigma_a = \sigma_0 - \frac{M_3}{F_{II} \cdot z_2} - \frac{N_3}{F_a} \quad (4)$$

где σ_0 — интенсивность напряжения в СПА, растянутой от внешних сил вены балок с учетом всех потерь. Формула (3) учитывает уменьшение деформации ползучести при напряжении $\sigma_a > \sigma_0$ на величину пластических деформаций, происшедших до момента нагружения конструкции

$$\left(\frac{\sigma_0}{E} \cdot \varphi_t \right).$$

Характеристику ползучести φ_t для СПА можно определить по формуле:

$$\varphi_t = a_1 (1 - e^{-\beta t}). \quad (5)$$

где a_1, β — известные коэффициенты; t — время.

После некоторых преобразований формула (2) принимает вид

$$\eta_{sc} = \frac{\sigma_a}{\varphi_t (\sigma_a - \sigma_0) + \sigma_0}. \quad (6)$$

Формула (6) приближенная: она не учитывает, что в результате потерь напряжений и упругого обжатия σ_a уменьшается и вплоть до момента нагружения имеют место пластические деформации. σ_a уменьшается также от загрузки балки длительной нагрузкой из-за ползучести бетона и СПА, от нарушения сцепления между бетоном и арматурой, после некоторого увеличения плеча внутренней пары z_1 .

Исследования [3] и [4] показали, что относительную высоту сжатой зоны стеклопластбетонных балок можно определить по формуле

$$\xi = \frac{x}{h_0} = \frac{1}{1,8 + \frac{1,5(L+T)}{10nk_p}} + \frac{1,5 + \gamma^2}{11,5 \frac{e_{sc}}{h_0} - 5}. \quad (7)$$

где $k = \frac{E_a}{E_{cm}}$.

Остальные члены формулы (7) имеют те же значения, что и в соответствующей формуле норм [2].

Согласно [3] и [4] коэффициент, учитывающий работу растянутого бетона на участке между трещинами:

$$\psi_{sc} = k_s \cdot \psi_{sa} \quad (8)$$

где ψ_{sa} — коэффициент для металлической арматуры из [2]

$$\psi_{sc} = 1,25 - S_m - \frac{1 - m^2}{(3,5 - 1,8 m) \frac{e_{sc}}{h_0}} \quad (9)$$

$k = 1,3 - 1,4$ — опытный коэффициент.

Для проверки предлагаемых расчетных формул под кратковременной и длительной нагрузками были испытаны три серии стеклопластбетонных балок размерами $8 \times 20 \times 180$ см из литондиопемзабетона М 300. Балки отличались интенсивностью преднапряжения СПА растянутой зоны, принятой у первой серии $\sigma_0 = 0$, у второй $\sigma_0 = 0,3 R'' = 4300 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ и у третьей $\sigma_0 = 0,6 R'' = 8600 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$. Балки испытывались двумя сосредоточенными грузами, приложенными в третях пролета, равного 150 см. Прогобы балок измерялись с точностью 0,01 мм.

Таблица 1

Шифр балок	БПНО-5	БПНО-6	БПНО 3-8	БПНО 3-9	БПНО 6-8	БПНО 6-9
σ_0 , кгс/см ²	0	0	3750	3750	8750	8750
M_0 , кгс·м	190	190	560	560	1040	1040
ξ^p	0,538	0,538	0,549	0,549	0,48	0,48
ξ^d , см	12,42	12,42	12,33	12,33	12,92	12,92
$\sigma_{\text{н}}^d$, кгс/см ²	1600	1800	5340	5340	9170	9470
$\psi_{\text{ак}}$	0,64	0,64	0,67	0,67	0,72	0,72
$\psi_{\text{дл}}$	0,94	0,94	0,9	0,9	0,87	0,87
$f_{\text{к}}^p$, см	0,076	0,076	0,064	0,064	0,053	0,053
$f_{\text{к}}^d$, см	0,071	0,069	0,66	0,058	0,046	0,048
$f_{\text{к}}^p / f_{\text{к}}^d$	1,08	1,1	0,97	1,09	1,15	1,09
$f_{\text{д}}^p$, см	0,232	0,232	0,193	0,193	0,165	0,165
$f_{\text{д}}^d$	0,211	0,213	0,184	0,179	0,147	0,154
$f_{\text{д}}^p / f_{\text{д}}^d$	1,1	1,09	1,05	1,11	1,12	1,07

Экспериментальные данные и их сопоставление с результатами расчетов по предложенным выше формулам приведены в табл. 1, где расчетные значения ξ^d определялись по формуле

$$\xi^d = \frac{M}{F_{\text{к}} \sigma_{\text{к}}} \quad (10)$$

Перед бетонированием балок, после создания предварительного натяжения на зоне чистого изгиба СПА приклеивались тензодатчики сопротивления. По показаниям этих датчиков при нагружении определялись приращения напряжений в СПА. Опытные значения $\sigma_{\text{н}}^d$ рассчитывали по формуле

$$\sigma_{\text{н}}^d = \sigma_0 - \sigma_{\text{н}} - n \sigma_{\text{к}} + \Delta \sigma_{\text{к}}, \quad (11)$$

где $\sigma_{\text{н}} - n \sigma_{\text{н}}$ определялись расчетом.

В табл. 2 приведены расчетные значения полных потерь напряжений, кратковременные и длительные кривизны, а также моменты трещи-

трещинообразования для испытанных балок и аналогичных железобетонных балок, армированных стальной арматурой класса ВрП, которая по своим прочностным характеристикам весьма близка к использованной

Таблица 2

	$\sigma_{cr} \frac{кгс}{см^2}$	$\sigma_{cr} \frac{кгс}{см^2}$	$M_{cr}, кгс \cdot м$	δ_{cr}	ψ_{cr}	$\frac{1}{\rho_{cr}}$	$\frac{1}{\rho_{cr}}$
Железобетонные балки	9000	2260	727	0,642	0,807	$14,76 \cdot 10^{-5}$	$11,1 \cdot 10^{-5}$
Стеклопластбетонные балки	9000	1159	825	0,72	0,67	$17 \cdot 10^{-5}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$

нами СПА. Из табл. 2 видно, что потери напряжений в балках с металлической арматурой почти в два раза выше, чем в балках, армированных СПА, что и привело к существенному (почти в 12%) уменьшению момента трещинообразования.

Жесткости этих балок до момента трещинообразования практически равны. Однако после появления трещин жесткость железобетонных балок при прочих равных условиях при кратковременном нагружении на 15% больше, чем у стеклопластбетонных.

При длительном нагружении жесткость балок, армированных СПА, меньше, чем у балок с металлической арматурой на 29%, что объясняется как большими значениями коэффициента ψ_{cr} , так и ползучестью СПА.

При прочих равных условиях отношение длительного прогиба к кратковременному у балок армированных сталью оказалось равно $f_k/f_k = 2,8$, а для балок, армированных СПА — $f_k/f_k = 3,12$, что, в основном, объясняется ползучестью СПА.

Из вышесказанного следует, что при определении жесткости стеклопластбетонных балок необходимо учитывать ползучесть СПА.

Приведенные выше формулы позволяют достаточно точно определять кривизны стеклопластбетонных балок на участках с трещинами в растянутой зоне.

ЕрIII им. К. Маркса

Поступило 10 IV 1979

ЛИТЕРАТУРА

1. Муришев В. И. Трещиностойкость, жесткость и прочность железобетона. М., Машгиз, 1949.
2. Строительные нормы и правила (СНиП). Бетонные и железобетонные конструкции. Часть II, глава 21, М., 1976.
3. Вильдовский Ю. М. Исследование физико-механических свойств стеклопластиковой арматуры и некоторых особенностей ее работы в изгибаемых бетонных элементах. Автореферат канд. диссертации, М., 1969.
4. Андрияшян А. А. Исследование взаимодействия стеклопластиковой арматуры и легкого бетона из литонной пемзы и некоторые особенности их совместной работы в изгибаемых элементах. Автореферат канд. диссертации, Ереван, 1972.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

А. С. КАРАПЕТЯН

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ЛОВИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ
 СТРОИТЕЛЬНЫХ МАЧТОВЫХ ПОДЪЕМНИКОВ

В связи с массовым строительством зданий нормальной высоты и повышенной этажности в настоящее время разрабатываются конструкции строительных мачтовых подъемников с новыми грузонесущими органами (платформа, мопорельс, кабина и т. д.), позволяющие обслуживать одновременно две секции здания и обеспечивать возможность транспортировки штучных, длиномерных и пластичных материалов, с подачей их в оконные проемы. В связи с этим должна быть обеспечена безопасность работающих на подъемнике как в нормальных условиях работ (переходных режимах), так и аварийных ситуациях, когда происходит обрыв подъемного каната.

В современных строительных мачтовых подъемниках и лифтах рабочие органы оборудованы ловителями, срабатывающими в аварийных ситуациях. В режиме посадки на ловители возникают большие динамические нагрузки, которые также должны учитываться при расчете и проектировании строительных подъемников, так как они являются определяющими для обеспечения прочности элементов подъемника и зависят от кинематики и конструкции ловительных систем.

Процесс торможения (улавливания) грузонесущего органа ловителями можно разделить на следующие этапы [1, 2]:

I — с момента обрыва грузонесущего каната до подачи импульса на включение ловителей;

II — от момента передачи импульса до возникновения тормозного усилия;

III — период торможения.

Рассмотрим только первый этап процесса торможения. Анализируемой схемой являются ловители строительных подъемников с барабанной лебедкой, которые приводятся в действие от пружины механизма подвески платформы к канатам (рис. 1).

При обрыве грузонесущего каната детали, которые приводятся пружиной в движение, расположены по оси последней или симметричны ей и перемещаются поступательно сверху вниз. Для учета инерции всех деталей, входящих в механизм ловителей, удобно привести их массы к одной точке, расположенной на оси пружины в верхнем ее конце.

Массу деталей, относящихся к подвесному устройству платформы и расположенных соосно к приводной пружинке, кроме самой массы пружины, обозначим через $\Sigma m_{o.д.}$. К оси пружины надо привести также массы рычагов, вращающихся вокруг осей, неподвижно соединенных с рамой платформы, и массы клиньев, поступательно движущихся в пазах башмаков. На рис. 1а представлена расчетная схема приведения масс клиньев и рычагов к оси пружины.

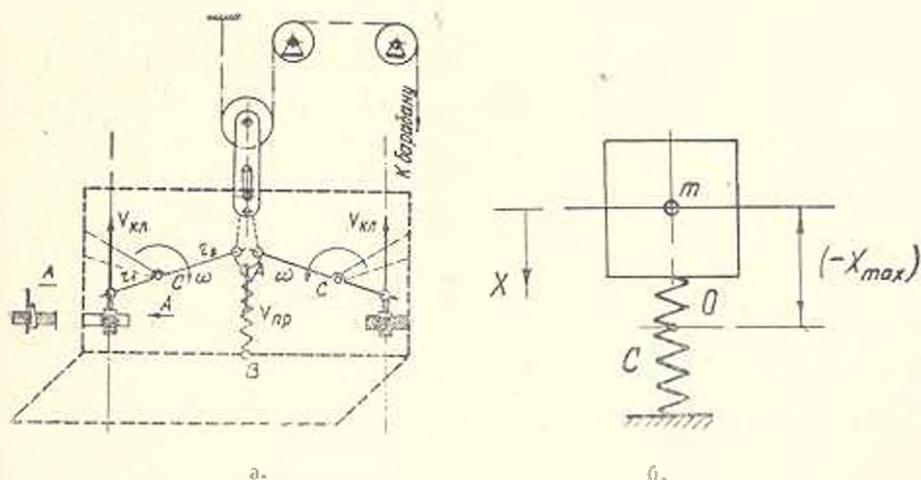


Рис. 1. Расчетная схема ловителей строительного подъемника.

Исходя из равенства кинетических энергий, для клиньев можно написать:

$$m_{пр.кл.} \frac{V_{пр.}^2}{2} = m_{кл.} \frac{V_{кл.}^2}{2}, \quad (1)$$

где $m_{пр.кл.}$ — приведенная масса клина; $V_{пр.}$, $V_{кл.}$ — линейные скорости пружины и клина. Так же определим приведенную массу рычага, имея момент инерции рычага J_c относительно центра вращения C :

$$m_{пр.р.} \frac{V_{пр.}^2}{2} = J_c \frac{\omega^2}{2}, \quad (2)$$

где $m_{пр.р.}$ — приведенная масса и угловая скорость рычага. Общая приведенная масса рычагов и клиньев будет:

$$m_{общ.} = \left(m_{кл.} \frac{1}{i_p^2} + \frac{J_c}{i_p^2 \cdot r_1^2} \right) \cdot 2 = \frac{2}{i_p^2} \left(m_{кл.} + \frac{J_c}{r_1^2} \right), \quad (3)$$

где i_p — передаточное отношение рычага.

Приведенная масса всех подвижных деталей будет равна сумме масс осевых деталей и масс рычагов и клиньев

$$m = m_{общ.} + \Sigma m_{o.д.} \quad (4)$$

Под действием сил упругости пружины эта масса приводится в движение после обрыва грузонесущего каната.

При включении ловителей систему можно привести к одномассовой колебательной системе, показанной на рис. 1б. Без учета трения в звеньях и затухания колебаний системы, т. к. рассматривается их первая волна, уравнение движения можно записать в виде:

$$m \frac{d^2 X}{dt^2} + CX = 0, \quad (5)$$

где C — жесткость пружины; X — перемещение массы.

Общее решение уравнения (5) имеет вид

$$X = B_1 \cos \sqrt{\frac{C}{m}} t + B_2 \sin \sqrt{\frac{C}{m}} t \quad (6)$$

при начальных условиях:

$$t = 0; X = -X_{\max}; \frac{dX}{dt} = 0; B_1 = -X_{\max}; B_2 = 0.$$

Подставляя значения B_1 и B_2 в уравнение (6) и преобразуя его, получим:

$$X_{\text{вкл}} = -X_{\max} \cos \sqrt{\frac{C}{m}} t, \quad (7)$$

где $X_{\text{вкл}}$ — деформация пружины в включенном состоянии; X_{\max} — максимальная деформация пружины, постоянная для каждой конструкции ловителей.

Из уравнения (7) определим время первого этапа движения:

$$t_{II} = \sqrt{\frac{m}{C}} \arccos \frac{X_{\text{вкл}}}{X_{\max}}. \quad (8)$$

Величину $X_{\text{вкл}}$ можно определить, исходя из конструкции ловителей (одинарной или двойной — рис. 2), если заранее известны угол ручьев клина α и зазоры Δ между клиньями и направляющими.

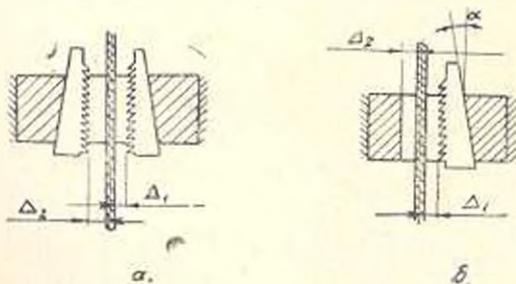


Рис. 2. Конструкции ловителей: а) двойная; б) одинарная.

Вертикальное перемещение клина (рис. 2):

$$X_{\text{вкл}} = \frac{\Delta_{\text{одн.}}}{\text{tg} \alpha}. \quad (9)$$

где $\Delta_{\text{общ.}} = \Delta_1 + \Delta_2$.

Головка пружины при этом будет перемещаться на величину

$$X_{\text{пр.}} = X_{\text{вкл.}} \tag{10}$$

а деформация пружины при включенном состоянии определится как

$$X_{\text{вкл.}} = X_{\text{стат.}} - X_{\text{пр.}}^r - X_{\text{инв.}} = \frac{\Delta_{\text{общ.}} \cdot i_{\text{п.}}}{\lg \alpha} \tag{11}$$

Подставляя полученное из уравнения (11) значение $X_{\text{вкл.}}$ в (8), получим выражение для определения времени включения ловителей

$$t_{\text{п.}} = \sqrt{\frac{m}{C}} \arccos \left(1 - \frac{\Delta_{\text{общ.}} \cdot i_{\text{п.}}}{\lg \alpha \cdot X_{\text{стат.}}} \right) \tag{12}$$

откуда при $\Delta_{\text{общ.}} = \frac{X_{\text{стат.}}}{i_{\text{п.}}} \cdot \lg \alpha$ определяется максимальное время

включения, которое влияет на величину динамических (аварийных) нагрузок при улавливании платформы с грузом:

$$t_{\text{п. max}} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{C}} \tag{13}$$

На рис. 3 приведен график зависимости времени включения от жесткости пружины при максимальном зазоре между клиньями и направляющими для различных приведенных масс.

Из вышесказанного видно, что в аварийных режимах работы строительных подъемников время включения

при постоянных приведенных массах лозительных систем можно уменьшить, оптимально выбирая их кинематические и динамические параметры. Это приводит к снижению начальной скорости падающего рабочего органа (платформы) и дальнейшему уменьшению динамических нагрузок на опорных элементах и металлоконструкции строительных подъемников при срабатывании ловителей.

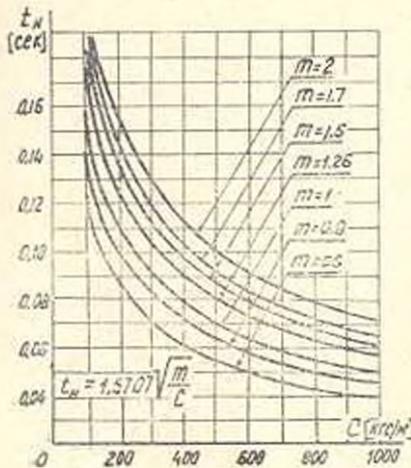


Рис. 3.

ЛИТЕРАТУРА

- 1 Вайнсон А. А., Карпетян А. С. Исследование нагруженности мачтового строительного подъемника. Сб. научн. тр. «Исследования экскаваторов и кранов», № 120, М., МПСИ им. В. В. Куйбышева, 1974.
- 2 Гречишкин Ф. Г., Третьенко Ю. П., Жучков В. П. Обсуждение статьи инж. Б. Н. Любимова о шахтных парашютах. «Уголь», № 11, 1952.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Г. Б. БАГДАСАРЯՆ, А. М. АРЗУМАՆՅԱՆ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
 ПРЕРЫВИСТОГО РЕЗАНИЯ ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ

Определение оптимальных значений параметров режимов резания при обработке деталей из цветных металлов необходимо для изучения некоторых закономерностей прерывистого процесса резания и сближения теории и технологической практики [1].

Разумное построение технологических процессов в современных условиях, справедливость выбранного варианта и степень обеспечения поставленных общих и специальных требований заметным образом зависят от оптимизации режимов резания. Эти вопросы в последнее время освещались в ряде работ [2, 3].

Оптимальные параметры режимов резания предлагается определять одновременно по силе резания и шероховатости поверхности с использованием математической модели обрабатываемости, приведенные ниже в следующем виде:

$$\begin{aligned} P_z &= C_z v^{a_z} S^{b_z} f^{c_z}; \\ P_y &= C_y v^{a_y} v^{b_y} f^{c_y}; \\ R_a &= C_{R_a} v^{a_{R_a}} S^{b_{R_a}} f^{c_{R_a}}. \end{aligned} \quad (1)$$

Для определения показателей степеней и коэффициентов уравнений (1) проводились эксперименты. Обрабатывались латунь ЛС59-1 и дюралюминий Д16, рубиновым инструментом марки «Роза». Чтобы осуществлять экспериментальные исследования, при принятых условиях необходимо оценить режимы резания на трех уровнях. Уровни параметров выбираются, исходя из пределов исследования согласно уравнениям преобразований, приведенным в [3].

Последовательно определяя значения параметров для всех режимов резания по табл. 1, а также применяя условия Гаусса для уравнения (1) с учетом результатов эксперимента, можно получить все неизвестные коэффициенты и показатели степеней этих уравнений. В табл. 2 приводятся их расчетные значения для всех обрабатываемых материалов.

Таблица 1

Таблица факторного эксперимента типа 3³

№ № п/п	V, м/мин	S, мм/об	t, мм
1	68	0,007	0,2
2	250	0,007	0,02
3	703	0,007	0,063
4	68	0,022	0,02
5	250	0,022	0,063
6	703	0,022	0,2
7	68	0,07	0,063
8	250	0,07	0,2
9	703	0,07	0,02

Таблица 2

Значение коэффициентов и показателей степеней в уравн. (1)

Коэффици- и показате- ли степеней	Синтетический керолит рубин «Роза»	
	ЛС59-1	Д 16
C_z	283,3	301,4
z_1	-0,1	-0,11
z_2	0,7	0,71
z_3	0,9	0,91
C_y	55,6	63,1
y_1	-0,08	-0,09
y_2	0,67	0,63
y_3	0,81	0,89
C_x	2,9	2,62
x_1	-0,15	-0,076
x_2	0,54	0,55
x_3	0,12	0,1

Чтобы убедиться в достоверности полученных уравнений (1), произведена проверка гипотезы согласно [3, 4], которая показывает, что режимы резания по-разному влияют на вышеуказанные объекты исследования.

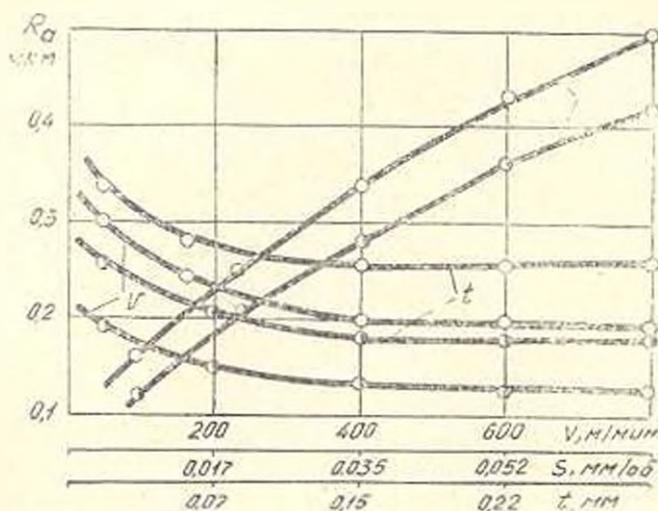


Рис. 1 Зависимость шероховатости обработанной поверхности от режимов резания. ● — для латуни ЛС59-1 ○ — для дюралюминия Д 16.

На рис. 1 показана зависимость шероховатости обработанной поверхности от скорости резания для всех вариантов сочетаний режущего и обрабатываемых материалов. Опыты показывают, что при увеличении скорости резания высота микронеровностей уменьшается для всех вариантов сочетания. При малых скоростях резания эта интенсивность уменьшения очевидна. Дальнейшее увеличение скорости к существенным изменениям R_a не приводит. Таким образом, скорость резания оказывает большое влияние на шероховатость обработанной поверхности.

Подача также оказывает свое влияние на образование микрогеометрии поверхности. Величина подачи предопределяет форму и высоту остаточных гребешков. С увеличением толщины срезаемой стружки увеличивается объем срезаемого слоя и рабочая длина контакта стружки с передней поверхностью режущей пластинки, уменьшается деформация срезаемого слоя, повышается сила резания (рис. 2).

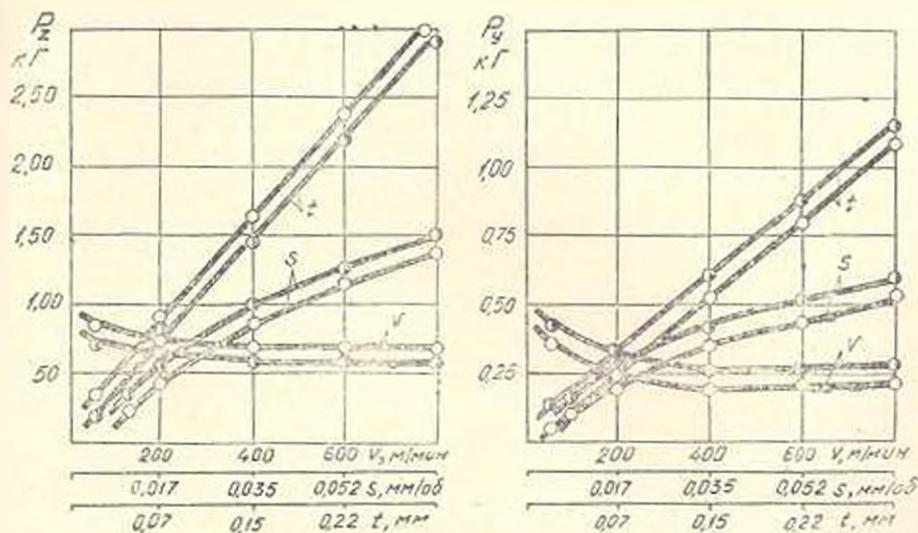


Рис. 2. Зависимость сил резания P_z и P_y от режимов резания.

Параметры режимов резания оказывают существенное влияние на составляющие силы резания P_z и P_y . На рис. 2 представлены результаты исследований $P_{xy} = f(v, S, t)$ при сочетании различных инструментальных и обрабатываемых материалов.

Анализом всех графиков, а также вычислениями F — статистики подтверждается, что параметры режимов резания v, S, t оказывают значительное влияние на R_a, P_z и P_y . Поэтому для дальнейших исследований необходимо найти те оптимальные сочетания v, S, t , которые уменьшают их влияние на объект исследования согласно методике [5]. В дальнейшем, для определения оптимальных значений условий резания применяются уравнения линейного программирования с учетом ограничения варьируемых параметров.

Таблица 3

Режущий инструмент	Обрабат. материал	Оптимальные режимы резания			шероховатость R_a , мкм
		v , м/мин	S , мм/об	t , мм	
рубин „Роза“	С59-1	250	0,007	0,05	0,119
	Д16	260	0,007	0,11	0,139

Решая систему неравенств на ЭВМ относительно условия резания при $R_a = 0,32 \div 0,16$ мкм, получаем следующие оптимальные значения режимов резания, которые приведены в табл. 3 для всех сочетаний обрабатываемых и режущего материалов.

Полученные расчетные значения оптимальных параметров режимов резания проверялись экспериментально. С этой целью проводились опыты по определению шероховатости обработанной поверхности указанных режимов резания по табл. 3. Полученные результаты подтверждают справедливость описанной методики.

Ленинградский фил. ВрПИ
им. К. Маркса

Поступило 19.11.1979

ЛИТЕРАТУРА

1. Вульф А. М. Резание металлов. Л., «Машиностроение», 1973.
2. Корытин А. М., Шапарев Н. Е. Оптимизация управления металлорежущими станками. М., «Машиностроение», 1974.
3. Касьян М. В., Багдасарян Г. Б., Арутюнян Г. А. Об одном методе оптимизации процесса резания БОМЛ, вып. 5, Ереван, изд. АН АрмССР, 1977.
4. Касьян М. В., Багдасарян Г. Б., Арутюнян Г. А. Методы планирования экспериментов в области резания металлов и математической обработки результатов. Ереван, «Айастан», 1976.
5. Касьян М. В., Багдасарян Г. Б., Парсадакян Р. А. Об одном методе оптимизации параметров процесса резания металлов в многофакторном пространстве «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXXI, № 2, 1978.

Ի ՈՎ Ա Ն Գ Ա Կ ՈՒ Թ Յ ՈՒ Ն

Ուրեմա: ինքուցուն

Մ. Ա. Լեւոյան, Գ. Ս. Սարսիբոսյան, Ա. Վ. Խելչովյան, Ա. Գ. Շովհաննիսյան: Ձրեղև- բային նաստղների գինամիկայան համակարգի կայունության խնդրի լուծման որոշ ասանձահատկությունների մասին	37
Գ. Ն. Կոչկարյան, Հ. Գ. Եւկլյան: Բազմաշարժների աստանոսմանի պոզիցիոնները հեղու- սավոր միացման վրա	11

Շինարարական մեխանիկա

Ս. Ս. Կարրիսյան, Հ. Կ. Սարգսյան: Պատուցվածքների սեյսմակայունության հաշվարկի մասին առաձգա-պլաստիկական դեֆորմացիաների և շերտավոր հիմքի դյուրա- փոփոխելիության հաշվառումով	15
Լ. Գ. Պետրոսյան, Ա. Գ. Ռուբանովիչ: Եճկուն կամար-կոշտ շեռանոց համակարգի ազատ աստանոսումները	22

Էլեկտրատեխնիկա

Գ. Կ. Ազարյան: Ճուշային տրանսֆորմատորների պանանն բազմաշերտ փաթույթներում առավել տաքացած կետի զիրքի և ջերմաստիճանի որոշման մասին	59
--	----

Հիդրակլիկա

Ս. Կ. Հակոբյան, Ք. Հ. Ալմասյան, Ս. Կ. Մամուկյան: Ողի անհրաժեշտ քանակի որոշումը խողովակույղարի տրամագծի աստիճանական փոփոխումով անձնոտրանսպորտի նա- խադրման դեպքում	33
---	----

Կիրառական երկեր

Գ. Ս. Ավետիսյան, Է. Մ. Ալույսյան: Ապակեպլաստրետոնային էլեմենտների՝ բառ դե- ֆորմացիաների հաշվարկի ասանձահատկությունների մասին	44
Ա. Ս. Կուրապետյան: Շինարարական կայմային մեքանիզմների որոշ համակարգերի կինեմատիկան և գինամիկան	48
Հ. Թ. Ուղղաբաբյան, Ա. Ս. Արզումանյան: Չունավոր մետաղների ընդհատումներով կտրման ժամանակ ուղախալ պարամետրերի որոշումը	33

СОДЕРЖАНИЕ

Машиностроение

- М. А. Есани, Г. С. Мартиросян, А. В. Хечумян, С. Г. Оганесян.* О некоторых особенностях решения задачи устойчивости динамической системы фрезерных станков 3
- Г. Н. Кошкарян, Г. Г. Шекли.* Влияние полигармонических колебаний на работу резьбовых соединений 11

Строительная механика

- С. С. Дарбинян, А. Е. Саргсян.* К расчету сооружений на сейсмостойкость с учетом упруго-пластических деформаций и податливости слоистого основания 16
- Л. Г. Петросян, С. Г. Рубиневич.* Свободные колебания системы «гибкая арка — жесткая балка» 22

Электротехника

- И. Е. Азарян.* К определению температуры и расположения наиболее нагретой точки в многослойных цилиндрических обмотках масляных трансформаторов 29

Гидравлика

- Р. Е. Ахоян, Я. А. Алабян, С. М. Минукян.* Определение необходимого количества воздуха при проектировании пневмотранспорта со ступенчатым изменением диаметра трубопровода 38

Научные заметки

- Р. С. Аветисян, Э. М. Агалярян.* Об особенностях расчета стеклопластбетонных элементов по деформациям 41
- А. С. Карапетян.* Кинематика и динамика ловительных систем строительных мачтовых подъемников 48
- Г. Б. Багдасарян, А. М. Арзуманян.* Определение оптимальных параметров прерывистого резания цветных металлов 53

Технический редактор Л. А. АЗИЗБЕКЯН

ВФ 00065 Подписано к печати 11.11.1979 г. Гираж 160. Ндл. 5131. Заказ 850.
Формат бумаги 70×108¹/₁₆. Печ. л. 3,75. Бум. л. 1,88.
Усл. печ. л. 5,25. Ул. изд. листов 3,91.

Типография Издательства АН Армянской ССР, Ереван, Барекамутин, 24.

