

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Журнал издается с 1947 г.
Выходит 6 раз в год на русском языке

Կ Ե Ր Ա Գ Ր Ա Կ Ա Ն Ի Կ Ո Լ Ե Գ Ի Ս

Կառյան Մ. Վ. (պատ. խմբագիր), Աղսնց Հ. Տ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),

Ալիբաևսկի Վ. Վ., **Անանյան Ա. Կ.**, Զաղոյան Մ. Ա., Հակոբյան Ռ. Ն.,

Սարրգսյան Յու. Հ., Ստակյան Մ. Գ., Տեր-Ազարյան Ի. Ա.,

Փինաջյան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),

Պատասխանատու թարգման Ստեփանյան Զ. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Касьян М. Б. (ответ. редактор), Аюни Г. Т. (зам. ответ. редактора),

Алексеевский В. В., **Ананян А. К.**, Аюпин Р. Е., Задонин М. А.,

Ишаджян В. В. (зам. ответ. редактора), Саркисян Ю. Л.,

Стакян М. Г., Тер-Азарьян Н. А.

Ответственный секретарь Степанян З. К.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. Г. ХАРАТЯН

УПРОЩЕННЫЙ АЛГОРИТМ СИНТЕЗА ПРОСТРАНСТВЕННЫХ
 НЕЗАМКНУТЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ

В статье предложен упрощенный алгоритм синтеза незамкнутых кинематических цепей по числу положений, меньшему максимального количества положений твердого тела, которое может быть точно реализовано данной цепью. Основным преимуществом предлагаемого алгоритма по сравнению с известными является простота процедур синтеза многозвенных кинематических цепей, формирующихся в результате комбинирования известных процедур синтеза бинарных (двухэлементных) звеньев. Значение работы для практики конструирования связано с тем, что синтезируемые по предлагаемому алгоритму кинематические цепи действуют как механизмы с поочередно функционирующими шарнирами. Идея образования таких систем впервые указана в [1].

Рассматривается задача: определить параметры незамкнутой кинематической цепи из условия точного воспроизведения заданных $N < N_{\max}$ положений твердого тела в пространстве. Максимальное число положений, точно реализуемых данной цепью, определяется по формуле: $N_{\max} < k/s$, где k — число искоемых постоянных параметров синтезируемой цепи, s — число условий связи, налагаемых на движение тела этой цепью.

Сущность алгоритма решения задачи опишем на примере синтеза пространственной диады типа ВВВ (рис. 1) по заданным N положениям твердого тела. Положения твердого тела e задаем с помощью винтов S_{1j} (на рис. 1а показан один из заданных винтов). Винт S_{1j} , переводящий тело из своего первого положения в j -ое, характеризуется следующими параметрами: $\vec{S}_{1j}$ (S_{1j1} , S_{1j2} , S_{1j3}) — единичный вектор, параллельный оси винта; $\vec{A}_{1j}$ (A_{1j1} , A_{1j2} , A_{1j3}) — вектор произвольной точки на оси винта; S_{1j} , θ_{1j} и d_{1j} — соответственно, величины вращательного и поступательного перемещения вокруг и вдоль оси винта.

Синтезируемая диада определяется 15 постоянными параметрами, в число которых входят: $\vec{L}$ (L_x , L_y , L_z), $\vec{F}$ (F_x , F_y , F_z), $\vec{M}$ (M_x , M_y , M_z) — соответственно, направляющие косинусы неподвижной

оси 1 и осей 2, 3 в первом положении; $\bar{P}(P_x, P_y, P_z)$, $\bar{G}(G_x, G_y, G_z)$, $\bar{Q}(Q_x, Q_y, Q_z)$ — координаты точек P, G, Q на осях 1, 2, 3. Заметим, что из направляющих косинусов лишь 2 являются независимыми. Так как для рассматриваемой цепи $k=15$, $s=3$, то $N_{\max} \leq 15:3=5$. Но предлагаемый алгоритм позволяет синтезировать данную цепь по 4 положениям тела e .

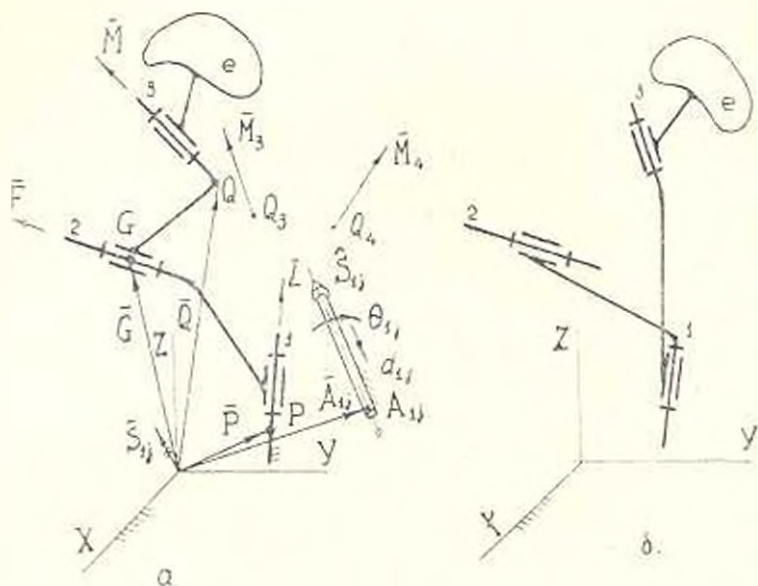


Рис. 1.

Синтез кинематической цепи типа BBV осуществляем поэтапно — посредством последовательного синтеза 2 звеньев типа BB. На первом этапе по любым 3 заданным положениям твердого тела, определяемым винтами $\bar{S}_{ij}$ и $\bar{S}_{in}$ ($j, n=2, 3, 4$; $j \neq n$), синтезируем первое звено типа BB, обозначенное как „2—3“ (рис. 1а). Известно, что существуют только 2 звена типа BB, переводящие тело через заданные 3 положения [2]. На втором этапе находим единственную ось 1, вращением вокруг которой можно перенести ось 3 из своего n -го положения в последнее. Для второго звена типа BB, синтезированного на первом этапе, можно найти другую ось чистого вращения.

На базе найденных осей 1, 2, 3 можно построить 2 механизма: первый вариант показан на рис. 1а, а второй — на рис. 1б. При данном порядке реализации положений можно синтезировать $2 \times 2 = 4$ диады типа BBV. Имея ввиду все возможные варианты задания первой тройки положений твердого тела и перехода от первой тройки последнему, приходим к заключению, что с помощью алгоритма можно синтезировать не более чем 36 диад.

Синтез звена типа BB производится на основе алгоритма из [2], что приводится к последовательному решению одного уравнения

третьей степени, 2-х квадратных уравнений и 3-х систем линейных уравнений [2]. По заданным винтам $\bar{S}_{12}$, $\bar{S}_{13}$ определяем параметры звена 2—3: $\bar{M}$, $\bar{Q}$, $\bar{F}$, $\bar{G}$. Затем с помощью винтов $\bar{S}_{13}$ и $\bar{S}_{14}$ определим третье и четвертое положения ($j=3, 4$) оси 3 и точки Q на этой оси по формулам линейного преобразования [2]. Имея 2 положения оси 3, находим направляющие косинусы оси чистого вращения $1-L_x, L_y, L_z$ и координаты точки P на этой оси — P_x, P_y, P_z по следующим формулам:

$$\bar{L} = - \frac{(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_2) \times (\bar{M}_4 - \bar{M}_3)}{|(\bar{Q}_3 - \bar{Q}_2) \times (\bar{M}_4 - \bar{M}_3)|};$$

$$\bar{P} = - \frac{1}{|(\bar{Q}_4 - \bar{Q}_3) \times (\bar{M}_4 - \bar{M}_3)|} \cdot \left| (\bar{Q}_4 \cdot \bar{M}_4 - \bar{Q}_3 \cdot \bar{M}_3) \cdot \bar{L} \times (\bar{Q}_4 - \bar{Q}_3) + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} (\bar{Q}_4^2 - \bar{Q}_3^2) \cdot (\bar{M}_4 - \bar{M}_3) \times \bar{L} \right|.$$

Переход тела из первого во второе и третье положения осуществляется при неподвижном звене 1—2, а при перемещении тела из третьего в четвертое положение не изменяется положение звена 2—3 относительно звена 1—2.

На алгоритмическом языке «ФОРТРАН-IV» составлена программа для синтеза днады типа ВВВ, в которой объединены описанные выше процедуры синтеза двух звеньев типа ВВ.

Пример. Заданы 4 положения твердого тела посредством винтов $\bar{S}_{12}$, $\bar{S}_{13}$, $\bar{S}_{14}$ (табл. 1).

Таблица 1

j	$S_{x_{1j}}$	$S_{y_{1j}}$	$S_{z_{1j}}$	$A_{x_{1j}}$	$A_{y_{1j}}$	$A_{z_{1j}}$	δ_{1j}	d_{1j}
12	0	0	1	0	0	0	30°	0,7
13	0,34202	0	0,939693	0	1,1	0	65°	0,5
14	0,66	0,043589	0,75	0,25	1,2	-0,289742	75°	0,3

Требуется синтезировать днаду типа ВВВ для перемещения тела через заданные 4 положения.

По вышеописанному алгоритму получены значения параметров одного из 36 вариантов днады типа ВВВ, которые приведены ниже (табл. 2).

Таблица 2

Направляющие косинусы				Координаты точки на оси			
$\bar{L}$	0,767965	0,516575	0,333895	$\bar{P}$	-0,786208	1,216505	-0,183086
$\bar{F}$	0,401245	0,301313	0,863595	$\bar{G}$	-1,087095	1,458458	0,756788
$\bar{M}$	0,554333	0,220594	0,802530	$\bar{Q}$	-0,856129	2,152130	0,400788

Рассмотрим теперь синтез таких диад, в которых твердое тело соединено со звеном диады сферической парой. Пусть требуется проектировать пространственную диаду типа ВВС по 6 положениям твердого тела (рис. 2). По первым 4 положениям тела e синтезируем звено типа ВС (звено 2—3). Далее, находим четвертое, пятое и шестое положения точки C и определяем окружность, проходящую через данные 3 положения точки C . Ось 1 первой вращательной пары диады ВВС совпадает с осью этой окружности и определяется пересечением плоскостей, которые перпендикулярны отрезкам C_1C_4 и C_1C_5 и делят их пополам. Вторая вращательная пара будет функционировать при переходе объекта через первые 4 положения, а первая — при переходе через последние 2

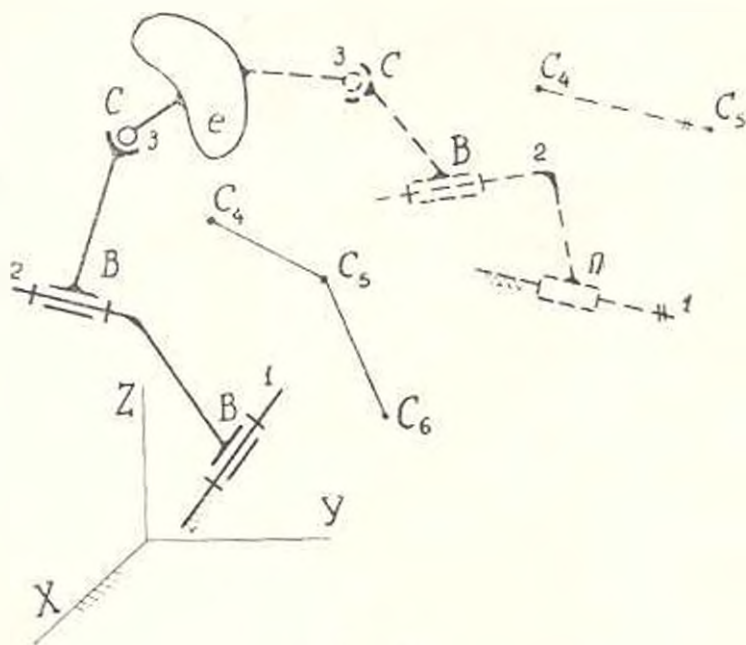


Рис. 2.

Аналогично можно проектировать и диаду типа ПВС, показанную на рис. 2 пунктиром, по 5 положениям твердого тела. По 4 положениям тела e синтезируем звено типа ВС (звено 2—3), а далее находим четвертое и пятое положения точки C . Ось поступательной пары 1 определяем как линию, параллельную отрезку C_1C_5 . Вращательная пара будет функционировать при переходе тела с первого в четвертое положения, а поступательная пара — с четвертого в пятое. В табл. 3 указаны те диады, которые синтезируются с помощью намеченных процедур.

Синтез кинематической цепи, полученной постановкой рассмотренных цепей на концевое звено, может быть осуществлен путем кинематической инверсии, что требует изменения порядка движения, перестановки концевое звено и неподвижного. Например, инверсией цепи ВПЦ можем синтезировать диаду ЦПВ и т. д.

Тип днады	Синтезируемые двухэлементные звенья	N	N _{п.эл}
ВВВ, (ВГГ), (ВГ'В)	ВВ, ВВ, (ГГ, ВГ), (ГВ, ВВ)	4	5
ВВГ, (ГВГ), (ГВВ)	ВГ', ВГ, (ГГ, ВГ), (ГВ, ВВ)	4	5
ВПВ, (ВВП), (ВПГ), (ВГП)	ПВ, ВВ, (ВП, ВП), (ПГ, ВГ), (ГП, ВП)	3	4
ПВВ, (ПВГ), (ГВП)	ПВ, ВВ, (ВГ, ВГ), (ГП, ВП)	3	4
ВЦЦ, (ВСГ), (ЦВЦ), (СВГ)	ЦЦ, ВЦ, (СГ, ВГ), (ЦЦ, ВЦ), (СГ, ВГ)	6	13
ВВЦ, (ВЦВ), (ВС ₂ Г)	ВЦ, ВЦ, (ЦВ, ВВ), (С ₂ Г, ВГ)	4	7
ЦВВ, (С ₂ ВГ)	ЦВ, ВВ, (С ₂ Г, ВГ)	4	7
ВПЦ, (ВЦП), (ПВП), (ЦВП)	ПЦ, ВП, (ЦП, ВП), (ПЦ, ВЦ), (ЦП, ВП)	3	6
ВСВ, (ВС ₂ Ц), (СВВ), (С ₂ ВЦ)	СВ, ВВ, (С ₂ Ц, ВЦ), (СВ, ВВ), (С ₂ Ц, ВЦ)	5	12
ВСП, (СВП)	СП, ВП, (СП, ВП)	4	10
ВС ₂ В, (С ₂ ВВ)	С ₂ В, ВВ, (С ₂ В, ВВ)	4	6
ВС ₂ П, (С ₂ ВП)	С ₂ П, ВП, (С ₂ П, ВП)	3	5
ВГЦ, (ВЦГ), (ГВЦ), (ЦВГ)	ГЦ, ВП, (ПГ, ВГ), (ГП, ВЦ), (ЦГ, ВГ)	5	7
ВВС	ВС, ВС	6	12
ВПС, (ПВС)	ПС, ВС или ВС, ПС, (ВС, ПС или ПС, ВС)	5	10
ВГС, (ГВС)	ГС, ВС, (Г'С, ВС)	7	13
ПГС, (ГПС)	ГС, ПС, (ГС, ПС)	6	11
ЦПЦ, (ПЦЦ)	ПЦ, ЦП, (ПЦ, ЦП)	4	11
ЦВЦ, (ВЦЦ)	ВЦ, ЦП, (ВЦ, ЦП)	5	13
ЦГЦ, (ГЦЦ)	ГП, ЦП, (ГЦ, ЦП)	6	14

Вышеописанная методика может быть приложена к синтезу исполнительных механизмов манипуляторов с $W < 6$, для которых программа движения манипулируемого объекта задается лишь несколькими дискретными положениями. Спроектированные по указанной методике манипуляторы обладают ценным свойством, а именно: отдельные набросы положений объекта реализуются с одновременным использованием не всех приводов (шарниров). Полученные результаты можно приложить также к синтезу пространственных замкнутых механизмов, т. е. синтезируемые отдельные кинематические цепи являются составными элементами (блоками), стыковкой которых проектируются замкнутые механизмы.

ЕрПИ им. К. Маркса

IV 1981

Ա. Գ. ԽԱՌԱՏՅԱՆ

ՏԱՐԱՆԱԿԱՆ ԲԱՑ ԿՈՆՏՐԱՏԻՆԿԱՆ ՇՂԹԱՆԵՐԻ ՆԱԽԱԳԻՄԱՆ,
ՊԱՐԶԵՑՎԱԾ ԱՎԳՈՐԹՈՒ

Ա. Վ. Փ. Ո. Փ. Ո. Վ.

Ներկայացված է հերթականորեն պորժող զույգերով բաղմոզակ բայ կիրառական շղթաների սինթեզի պարզեցված ալգորիթմ, համաձայն որի

նախազգիշող շղթաները կառուցվում են առանձին երկտարր օղակների համակցումից: Յուրաքանչյուր երկտարր օղակը սինթեզվում է օբյեկտի տրված դիրքերի որոշակի մասի ճշգրիտ փերսոնալիզացիայի պայմանից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Сиркисян К. Л., Асизян Х. Г., Степанян К. Г. К аппроксимационному синтезу не замкнутых механизмов — Машиноведение, 1980, № 3, с. 56—63
2. Tsai L. W. Design of open loop chains for rigid body guidance. — PHD Dissertation, Stanford university, 1972. — 137 p.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. Г. СТАКЯН, Н. С. ИСАХАНИЯ

ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ
ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Проблема снижения материалоемкости деталей и узлов машин на современном этапе развития машиностроения является наиболее актуальной, т. к. расходы на материалы составляют 50—70% общей стоимости машины, которые в связи с освоением новых источников сырья и энергии, а также применением более совершенной и дорогостоящей технологии имеют тенденцию роста.

Одним из путей снижения материалоемкости является уточнение и совершенствование методов расчета на прочность и долговечность конструкций, а также вероятностная оценка некоторых характеристик сопротивления усталости.

Исследованию сопротивления усталости деталей и конструкций посвящено большое количество работ, результаты которых систематизированы и представлены в справочной литературе. В подавляющем большинстве случаев они относятся к простым видам нагружения и отдельным группам деталей общего назначения и соответствуют, примерно, 50%-ной вероятности неразрушения.

Реальные условия работы ответственных и тяжелонагруженных деталей в соединениях типа «вал-ступица» характеризуются действием сложного нагружения, наличием концентрации напряжений от одновременно действующих нескольких разнородных надразов, поля напряжений которых взаимодействуют, а также поверхностных явлений, протекающих при циклическом нагружении соединения. Взаимодействие и разность состояний контактирующих поверхностей, относительные микросмещения отдельных деталей соединения в значительной степени изменяют картину циклического повреждения и поэтому конструкционная прочность соединения не может быть полнее оценена испытаниями лишь отдельных его элементов. Комплексное действие указанных факторов требует корректировки и определения границ применения тех выводов и рекомендаций, которые получены по результатам испытаний отдельных образцов упрощенной конструкции [1].

В статье рассмотрены результаты испытаний на усталость шпоночных соединений при совместном действии циклического изгиба и статического кручения ($\pm \sigma$ и τ) [2]. Условия проведения эксперимента,

мех. характеристики образцов из стали 45 и конструкции шпоночных соединений представлены в [3]. Сравнены данные 8 серий испытаний образцов гладких (А), с галтелью (Б1, Б2, Б3), гладких шпоночных (В) и шпоночных соединений (Г1, Г2, Г3). Известными методами и данными других исследований определены сечения действия максимальных напряжений для галтели, шпоночной канавки, переходной посадки и в отличие от [3], для достижения максимального эффекта наложения надрезов эти сечения совмещены. Для галтелей и шпоночных соединений относительный радиус менялся в пределах: $\frac{r}{d} = 0,05-0,15$.

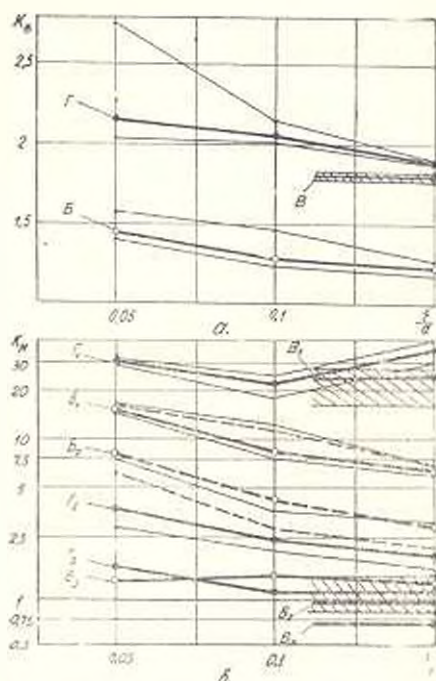


Рис. 1. Изменение коэффициентов K_2 и K_N в зависимости от $\frac{r}{d}$: а) значения K_2 при $N_0 = 5 \cdot 10^6$ (Б — галтель, В — гладкие шпоночные образцы, Г — шпоночное соединение); б) значения K_N на уровне σ_0 (значения $K_{N_{max}}$) — Г1, Б1, В1; 1,15 σ_0 — Г2, Б2, В2; σ_{Rk} (значения K_N^R) — Г3, Б3, В3; --- значения K_N для галтелей 1,15 σ_{Rk} ; о — галтель, ● — гладкие шпоночные образцы и соединения.

Оценка сопротивления усталости в областях ограниченной и длительной выносливости проведена рассмотрением закона изменения эффективных коэффициентов концентрации напряжений $K_2 = F_2[N_1, I(N)]$ и коэффициентов долговечности $K_N = [C, I(N)]$, которые согласно [4], при использовании уравнений кривой усталости в параметрическом виде

$$\lg N_1 = (\lg N + u \cdot S_{N_1}) - (\overline{m} + u S_m) (\lg \sigma_1 - \lg \sigma) = C - m \lg \sigma_1 \quad (1)$$

являются случайными функциями от N_1 и σ_1 .

На рис. 1 представлены значения K_2 и K_N для вероятностей не разрушения $I(N) = 10, 50$ и $99,9\%$ в зависимости от степени остроты галтелей (для удобства значения K_N даны в координатах $\lg K_N = \frac{r}{d}$).

Как видно, максимальное снижение прочности имеет место для совмещенных надрезов — средневероятные значения $\overline{K}_2$ для шпоноч-

ных соединений достигают $\bar{K}_0 = 2,15$, которое является граничным для принятых условий экспериментов. Превалирующее влияние при этом оказывает переходная посадка, являющаяся причиной зарождения циклических повреждений на контактирующих поверхностях, которые затем развиваются под действием максимальных напряжений, вызванных другими надрезами. Поэтому увеличение $\frac{r}{d}$ приводит к незначительному, но монотонному снижению K_0 до аналогичных величин для гладких шпоночных образцов и при $\frac{r}{d} > 0,18$ влиянием галтели на прочность соединения можно пренебречь.

Анализ данных свидетельствует о некотором расхождении K_0 от справочных значений [1], что вызвано видом нагружения и особенностями процесса трещинообразования, по-разному протекающего для единичного надреза и шпоночного соединения в целом.

К особенностям вида нагружения ($\pm \sigma$ и τ) следует отнести синхронное действие в тонких поверхностных слоях процессов усиления напряженности и упрочнения, вызванного упруго-пластическим скручиванием детали, благодаря чему сопротивление усталости зависит от величины τ и склонности испытываемой стали к упрочнению [5]. Для гладких образцов из среднеуглеродистой стали при $\frac{r}{d} = 0,45-0,6$ снижение пределов выносливости, примерно, составляет (5—15)%, а для нарезанных образцов из-за концентрации напряжений это снижение незначительно и оно вписывается в пределы рассеяния результатов опыта. В связи с этим значения K_0 для галтелей на (10—10)% ниже аналогичных справочных данных, полученных для циклического изгиба, а при умеренной концентрации напряжений ($\frac{r}{d} = 0,15-0,18$) эти данные совпадают.

Сопротивление усталости шпоночного соединения имеет свои особенности, обусловленные не только взаимодействием максимальных напряжений отдельных надрезов (галтель, канавка, посадка), но и сопутствующими процессами, которые наблюдаются при работе соединения. Это прежде всего фреттинг-коррозия сопряженных поверхностей и контактное трение рабочих поверхностей шпонки и канавки, повреждающий характер которых, будучи превалирующим, отличается от действия максимальных напряжений надрезов тем, что на ранних стадиях циклического нагружения в подступичной части соединения из-за микросмещений они инициируют образование микротрещин. Передача крутящего момента через соединение также благоприятствует протеканию фреттинг-коррозии, так как к известным микросмещениям суммируется поперечная составляющая, вызванная касательными напряжениями и действующая перпендикулярно первым. Влияние вида нагружения и надрезов при этом проявляется, в основном, в усилении напряженности поверхно-

стных слоев и ускоренном развитии уже гам созданных микротрещин. Совокупное действие указанных факторов приводит к резкому снижению сопротивления усталости шпоночного соединения и поэтому значения K_s в этом случае выше аналогичных справочных данных.

Для принятых условий экспериментов справочные значения K_s для переходной посадки и шпоночной канавки колеблется в пределах $K_s = 1,65 - 1,75$ (меньшие значения соответствуют канавке). Согласно [16] при передаче момента через соединение, для статических и переменных напряжений эти значения, в среднем, возрастают на (10—15) % и достигают величин, соответствующих гладким шпоночным образцам ($K_s = 1,81$, серия В). Для совмещенных надрезов (серия Г) с уменьшением $\frac{r}{d}$ значения K_s возрастают и на (10—25%) превосходят табличные данные.

Комплексное действие указанных факторов на зарождение и развитие микротрещин, которые являются случайными процессами, приводит к неизбежному рассеянию циклической долговечности и связанной с ней остальных характеристик сопротивления усталости. В связи с этим необходима вероятностная оценка коэффициента K_s . Его разброс относительно средневзвешенных значений в интервале $I(N) = (50 - 99,9\%)$ для самых неблагоприятных условий испытаний составляет: для гаек — до 16%, а для шпоночного соединения — до 28% (вариационные коэффициенты меняются, соответственно, в пределах: $V_{K_s} = 0,7 - 3,6\%$ и $0,5 - 6,4\%$).

Проведенный анализ позволяет определить границы применения справочных значений K_s или производить их необходимую корректировку в связи с реальными условиями работы деталей машин и вероятностью неразрушения. Для выполнения уточненных расчетов на прочность при ($\pm \sigma, \tau$) и $I(N) = (95 - 99,9\%)$ для одиночных надрезов с высокой концентрацией напряжений ($K_s > 1,8$) можно воспользоваться соответствующими табличными значениями A_1 , а при низкой концентрации ($K_s \leq 1,3$) — увеличить эти значения на (10—15%). Для шпоночных соединений указанные значения следует увеличить на (20—40%).

Коэффициент долговечности K_N , который учитывает взаимное расположение сопоставимых кривых усталости и чувствительность к перегрузкам, является обобщенным параметром для оценки сопротивления усталости на наклонном участке кривых. На рис. 16 представлены максимальные, текущие и граничные значения K_N при $I(N) = 10, 50$ и $99,9\%$ для всех серий испытаний, которые охватывают интервал перенапряжений $\sigma_R \leq \sigma_1 \leq \sigma_{R\max}$. Из них $K_{N\max}$ характеризует степень остроты надрезов (линии Б₁, В₁, Г₁) — для шпоночных соединений они достигают значений $K_{N\max} = 35 - 40$ и отодвинуты в область высоких перенапряжений ($\sigma_1 \approx 2\sigma_R$).

Для уточненных расчетов на долговечность тяжело нагруженных и ответственных деталей и узлов, к которым предъявляется требование обеспечения минимального веса (транспортные средства различного назначения), практический интерес представляет интервал низких перепадов напряжений $\sigma_1 = (1,1-1,2) \cdot \bar{\sigma}_{K_N}$, в пределах которого значения и разброс K_N определены показателями рассеяния долговечностей надрезанных образцов и соединения. Значения $\bar{K}_N$ при этом для галтелей и соединения, соответственно, равны: $\bar{K}_N = 2,87-7,87$ и $1,9-3,6$, а разброс при $I(N) = (50-99,9\%)$ составляет: $50-65\%$ ($V_{K_N} = 6,1-15,1\%$) и $30-55\%$ ($V_{K_N} = 0,5-7\%$), который должен быть учтен при назначении сроков службы и ремонтов указанных узлов и машин.

Характер изменения вероятностных значений K_2 и K_N прежде всего зависит от показателя наклона m и параметра C кривой усталости (1), которые в своей структуре несут информацию о закономерностях рассеяния долговечностей гладких и надрезанных образцов, косвенно учитывают действие конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на процесс трещинообразования и поэтому являются комплексными показателями для оценки сопротивления усталости соединений. На рис. 2 и 3 представлены значения m , C и вариационных коэффициентов V_N , V_m , V_C от $\frac{r}{d}$. Как видно, минимально возможные значения m и C зафиксированы для шпоночного соединения: при $I(N) = 99,9\%$ $m = 2,8717$, $C = 11,6348$. С увеличением $\frac{r}{d}$ они растут и при $\frac{r}{d} \approx 0,18$ достигают тех же значений для гладкого шпоночного образца, т. е. и в области ограниченной выносливости влиянием галтели при умеренной концентрации можно пренебречь.

Ход кривых на рис. 1 и 2 подтверждает принцип неполного наложения надрезов [3] и для случая, когда варьируемым является относительный радиус одного из совмещенных надрезов, который приводит к монотонному, почти линейному изменению характеристик сопротивления усталости. Это позволяет, используя уравнения линий регрессии типа

$$y_i = \bar{y} + r \frac{S_{y_i}}{S_x} (x_i - \bar{x}) = A \cdot x_i + B, \quad (2)$$

где

$$A = r \frac{S_{y_i}}{S_x}; \quad B = \bar{y} - A\bar{x}; \quad y_i = K_2, K_N, m, C; \quad x_i = \frac{r}{d},$$

получить зависимости для количественной оценки указанных характеристик от геометрических параметров разрезков. В таблице приведены параметры уравнения (2) для C , m , K_2 , $\lg K_N$, соответствующих гал-

телям и шпоночным соединениям. Процентное расхождение Δ расчетных и опытных значений для большинства случаев удовлетворительно, что свидетельствует о возможности применения полученных уравнений (2) в инженерных расчетах.

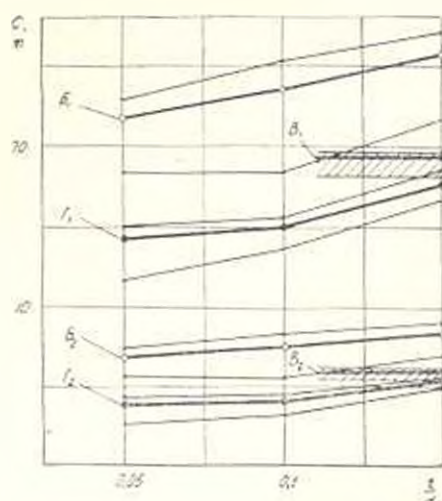


Рис. 2. Изменение параметров выносливости в зависимости от $\frac{r}{d}$: C — Γ_1 , B_1 , B_2 , B_3 . Остальные обозначения аналогичны рис. 1.

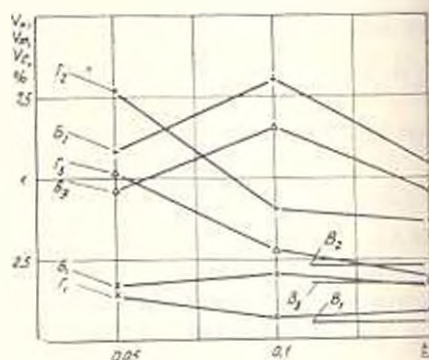


Рис. 3. Изменение вариационных коэффициентов в зависимости от $\frac{r}{d}$: $\times$ — V_x (Γ_1 , B_2 , B_3); $+$ — V_m (Γ_2 , B_2 , B_3); — — — V_c (Γ_3 , B_2 , B_3).

Выбранные в экспериментах значения $\frac{r}{d} = 0,05-0,15$ соответствуют большому разнообразию конструктивных и технологических надрезов (галтели различного назначения, канавки для выхода шлифовального камня, концевые участки резьбы и т. п.) в интервале диаметров $d = 10-80$ мм, чаще встречающихся в механизмах и технологическом оборудовании общемашиностроительного назначения. Материал образцов также расширяет границы использования результатов на среднеуглеродистые конструкционные стали аналогичного класса, из которых чаще всего изготавливают валы передаточных механизмов.

Результаты исследования позволяют полнее производить оценку сопротивления усталости шпоночных соединений, т. к. получены из опытов, максимально приближенных к реальным и фактически являющихся натурными. Они выявляют также степень ответственности каждого из надрезов в процессе усталостного разрушения соединения и в отличие от испытаний отдельных образцов позволяют разрабатывать рекомендации для повышения прочности и долговечности соединения конструктивными или технологическими методами.

№№ п/п	Параметр	Серия исп.	$l(N)$, %	r	A	B	Δ , %
1	$G = f_1\left(\frac{r}{d}\right)$	Б	10	0,9966	41,382	20,9108	-0,4...0,8
2			50	0,9967	39,2977	19,594	-0,8...0,4
3			99,9	0,8661	35,0072	15,8963	-6,4...3,2
4		Г	10	0,9288	34,6245	12,8351	-5,1...2,7
5			50	0,9598	37,5433	11,8651	-4,2...2,3
6			99,9	0,9917	50,8704	8,9006	-2,8...1,6
7	$m = f_2\left(\frac{r}{d}\right)$	Б	10	0,9984	15,8145	6,6663	-0,4...0,6
8			50	0,9934	15,0356	6,1488	-1,3...0,7
9			99,9	0,8469	13,5071	4,6892	-8,8...4,4
10		Г	10	0,9168	15,0864	3,2801	-8,6...4,5
11			50	0,9484	16,2881	2,8848	-7,5...2,9
12			99,9	0,985	21,9815	1,6613	-6,1...3,9
13	$K_c = f_3\left(\frac{r}{d}\right)$	Б	10	-0,9356	-2,02	1,471	-3,6...1,9
14			50	-0,9651	-2,19	1,5163	-2,7...1,4
15			99,9	-0,9843	-2,96	1,7313	-1,2...2,1
16		Г	10	-0,8798	-1,56	2,1203	-1,3...2,4
17			50	-0,9875	-2,57	2,2763	-0,6...1,2
18			99,9	-0,9735	-8,36	3,0953	-5,3...3
19	$\lg K_N = f_4\left(\frac{r}{d}\right)$	Б	10	-0,9626	-4,65	0,9767	-17,4...12
20			50	-0,9831	-4,384	1,0914	-7,8...5,2
21			99,9	-0,9905	-3,641	1,3991	-1,7...2,8
22		Г	10	-0,9972	-2,485	0,5596	-3,6...2,8
23			50	-0,9776	-2,815	0,687	-9,6...6,4
24			99,9	-0,9288	-4,044	1,0445	-17...9,6

ЕрПН им К Маркса

5 VII 1983

Մ. Գ. ՈՏԱԿՅԱՆ, Ն. Ս. ԽԱՆԱՆՅԱՆ

ԵՐԻԹԱՎԱԿԱՆ ՄԵԼԱՑՈՒՄՆԵՐԻ ՀՈԳՆԱԾԱՅԻՆ
ԿՈՄԱԳՐՈՒԹՅԱՆ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. Վ. մ.

Դիտարկվում են «լիսեո-կոմպ» միացման ցիկլային ամբուլթյունն ու երկարակեցությունը, որի վտանգավոր կտրվածքում փոխադրում են լարման հետևյալ կուտակիչները՝ գալտերը, երիթլային ալոուր և անցումային նրս-տեցումը: Տրված է միացման դիմացկունության պարամետրերի և որոշ հաշ-վարկային գործակիցների հաճախական դեաճատականը և նրանց մեծու-թյունների որոշման համար ստացված են հաճախորդմանը, կրկ լարման կուտակիչներից մեկի շափերը փոփոխական են:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Серенсен С. В.* и др. Валы и оси. /Конструирование и расчет — М. Машиностроение, 1970. — 320 с.
2. *Мак С. Л., Гаспарян С. А., Стакян М. Г.* Исследование циклической прочности шпоночных соединений — В кн.: Мат. юбил. научно-техн. конф. посвящ. 50-лет. ОПИ. Машиностроение, Одесса, изд. ОПИ, 1968, с. 108—116.
3. *Стакян М. Г., Нсиханян Н. С.* Циклическая прочность и долговечность шпоночных соединений. — Изв. АН АрмССР (сер. ТН), 1982, т. XXXV, № 4, с. 8—15.
4. *Стакян М. Г., Гаспарян С. А., Мак С. Л.* К оценке эффекта концентрации напряжений при стационарном режиме нагружения — Изв. АН АрмССР (сер. ТН), 1973, т. XXVI, № 4, с. 21—27.
5. *Стакян М. Г., Мак С. Л.* К исследованию циклической прочности и долговечности валов. — Машиноведение, 1970, № 5, с. 74—79.
6. *Петерсон Р.* Коэффициенты концентрации напряжений. — М.: Мир, 1977. — 304 с.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

В. А. АВАКЯН, К. С. БАБАЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ШУМООБРАЗОВАНИЯ
 В СТАНКАХ ДЛЯ ЦЕЛЕЙ ВИБРОДИАГНОСТИКИ

Методы акустической диагностики позволяют устанавливать причины повышенного уровня шума станков, однако проведение в нехороших условиях необходимых для акустической диагностики измерений проблематично, т. к. при отсутствии акустических камер посторонние источники звука существенно искажают полезный диагностический сигнал. Существует более рациональный путь, который заключается в переходе от акустической диагностики к вибрационной [1].

Для этого необходимо разработать вибрационный критерий качества станка, который должен находиться в соответствии с существующим акустическим критерием по ГОСТ 2489-40-75. Разработка такого критерия правомерна лишь при наличии статистически устойчивых связей между вибрацией и шумом станков. Важной задачей является выявление характера этой связи и оценка степени корреляции указанных параметров.

В данной работе эта задача решается методом взаимного спектрального анализа вибрации и шума на примере шпиндельной бабки токарного станка модели 16К20.

Методика проведения эксперимента состояла в следующем: на передней стенке шпиндельной бабки станка крепился пьезоэлектрический датчик вибрации; напротив закрепленного датчика на расстоянии 0,5 м устанавливался микрофон; сигналы виброскорости и звукового давления подвергались дискретизации и параллельно вводились в ЭЦВМ, оснащенной устройством ввода с двух аналогоцифровых преобразователей; обработка введенных данных осуществлялась цифровыми методами.

Выборки сигналов вибрации $x(n)$ и шума $y(n)$ объемами N обрабатывались окном $w(n)$ и подвергались быстрому преобразованию Фурье [2], после чего рассчитывались периодограммы автоспектров мощности вибрации $\bar{G}_{xx}(f_m)$, шума $\bar{G}_{yy}(f_m)$ и взаимного спектра мощности $\bar{G}_{xy}(f_m)$, где $f_m = \frac{m}{Nh}$, h — шаг выборки, m — относительная дискретная частота.



Периодограммы $\bar{G}_{xx}(f_m)$, $\bar{G}_{vz}(f_m)$ и $\bar{G}_{xz}(f_m)$ сглаживались по ансамблю реализаций, после чего рассчитывалась функция обычной когерентности

$$\hat{\gamma}^2(f_m) = |\bar{G}_{vz}(f_m)| / [\bar{G}_{xx}(f_m) \bar{G}_{zz}(f_m)],$$

где знаком $\bar{}$ обозначены сглаженные оценки. Рассчитывались также оценки спектров виброскорости $V(f_m)$ и звукового давления $p(f_m)$

$$V(f_m) = [\bar{G}_{xx}(f_m) / \tau_w h N]^{1/2},$$

$$p(f_m) = [\bar{G}_{zz}(f_m) / \tau_w h N]^{1/2}$$

и их логарифмические характеристики

$$\bar{L}_v(f_m) = 20 \lg |V(f_m) / V_0|,$$

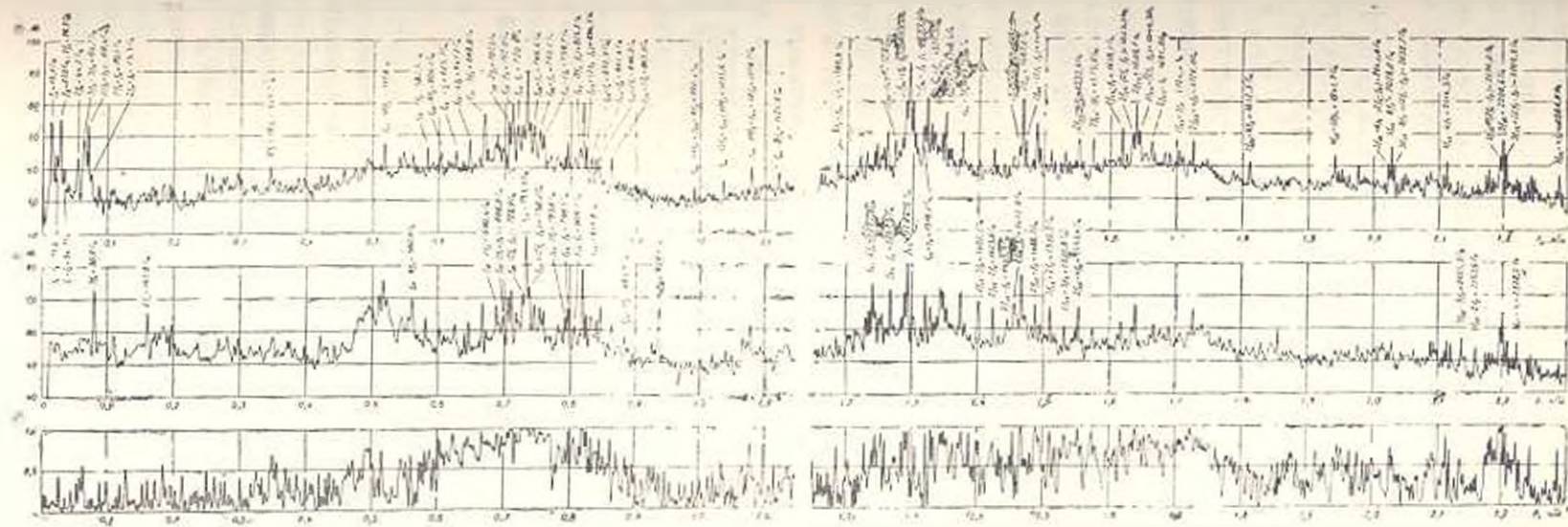
$$\bar{L}_p(f_m) = 20 \lg |p(f_m) / p_0|,$$

где τ_w — эквивалентная шумовая полоса окна $w(n)$ [3]; $V_0 = 5 \cdot 10^{-5}$ м/с и $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па — соответственно, начальные уровни виброскорости и звукового давления.

На рис. 1 приведены характеристики $\bar{L}_v$, $\bar{L}_p$ и $\hat{\gamma}^2$ шпиндельной бабки, полученные при частоте вращения шпинделя, равной 1600 об/мин, и нагрузке, создаваемой фрикционным тормозом, равной 6 Н·м. При цифровой обработке использовалось выделяющее окно вида $w(n) = \sin^4(-\pi n/N)$, а оценки спектральных характеристик сглаживались по 20-и отрезкам реализации при степени перекрытия, равной 75%. Разрешающая способность была равна 3 Гц.

Как видно из спектров вибрации и шума, акустическая энергия практически полностью сосредоточена на дискретных частотах, обусловленных источниками вынужденных колебаний. Линейчатые спектры вибрации и шума поддаются полной расшифровке на основе детерминированной модели вибрации шпиндельной бабки [1]. При идентификации спектральных линий на рис. 1 приняты следующие обозначения: f_i — частота вращения i -го вала зубчатой передачи трехступенчатого перебора шпиндельной бабки ($i = 1, \dots, 4$), а f_{i+1} — частота пересечения зубьев зубчатой пары i -й ступени ($i = 1, 2, 3$).

В анализируемом диапазоне частот наиболее значимыми спектральными составляющими как вибрации, так и шума оказались зубцовые всех трех ступеней с частотами f_{12} , f_{23} и f_{34} , а также гармоники с частотами $2f_{12}$, $2f_{23}$ и $3f_{12}$. В низкочастотной области спектра вибрации обнаружены составляющие с частотами вращения валов зубчатой передачи: f_1 , $f_2 = f_3$, f_4 (шпиндель), их гармоники, а также составляю-



Proc. 4

щие на комбинированных частотах вида $f_1 + f_2$ и др. В спектре шума в отличие от спектра вибрации наблюдаются две составляющие на частотах $3f_1$ и $6f_1$, обязанные своим происхождением аэродинамическому эффекту, возникающему при вращении трехкулачкового патрона. Это единственные составляющие шума, имеющие неструктурное происхождение.

В целом же шум имеет структурное происхождение. Этот вывод следует из рассмотрения функции когерентности, которая приближается к единице не только на зубцовых частотах и их гармониках, но и на множестве боковых частот видов: $if_{n-1} = \omega f_1$, $if_{n+1} = \omega f_1$ и более сложных комбинациях $if_{n+1} = \omega f_1 = \omega f_{1-1}$ (где i , n и ω — целые положительные числа), происхождение которых объясняется явлением амплитудной модуляции [1].

Однако, рассматривая функцию когерентности в широком диапазоне частот, можно заметить, что вне областей зубцовых составляющих и их боковых полос она значительно спадает. В этих частотных диапазонах, а именно от 0 до 0,5 кГц, от 0,9 до 1,2 кГц и от 1,8 до 2,1 кГц вибрация и шум слабо коррелированы. Это отчасти обусловлено отсутствием в этих частотных диапазонах значимых детерминированных составляющих, вызванных источниками вынужденных колебаний. С другой сто-

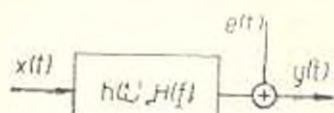


Рис. 2

роны, на некоторых частотах значительная вибрация не приводит к существенному шумообразованию. Тогда в спектре вибрации присутствуют значимые детерминированные составляющие, а в спектре шума практически не проявляются, как например, в низкочастотном диапазоне до 75 Гц. На-

блюдается и обратное явление — составляющие спектра шума не находят своего проявления в спектре вибрации.

Учитывая сказанное, рассмотрим модель шумообразования в виде линейной системы с одним входом, изображенной на рис. 2. Входной величиной является виброскорость $x(t)$, которую можно измерить в некоторой точке на шпиндельной бабке. Выходной величиной является звуковое давление $y(t)$ вблизи шпиндельной бабки:

$$y(t) = x(t) \otimes h(t) + e(t), \quad (1)$$

где $h(t)$ — импульсная переходная функция системы; $\otimes$ — операция свертки; $e(t)$ — составляющая звукового давления, некоррелированная с входным процессом $x(t)$.

Задача идентификации системы [1] состоит в оценке амплитудной частотной характеристики $|H(f)|$ оптимальной линейной системы при условии, что процессы $x(t)$ и $e(t)$ некоррелированы. Как следует из [4]:

$$|H(f)| = |G_{x1}(f)| / G_{xx}(f), \quad (2)$$

а нормированная случайная ошибка оценки частотной характеристики.

$$\varepsilon[|H(f)|] \approx [1 - \gamma^2(f)]^{1/2} V(f) \sqrt{2k}. \quad (3)$$

где k — число отрезков реализации, по которым проводится сглаживание.

Из формулы (3) следует, что даже при низком значении функции когерентности ошибку оценки амплитудной частотной характеристики, полученной по формуле (2), можно снизить путем увеличения числа отрезков реализации k . Однако в данном случае в этом нет необходимости, т. к. для установления связи между вибрацией и шумом достаточно оценивать частотную характеристику на частотах, где сконцентрирована основная часть акустической энергии и функции когерентности близка к единице.

Таким образом, модель (1) позволила установить в спектральной форме связь косвенных оценок звукового давления $p'(f)$ и оценок виброскорости $V(f)$ в следующем виде:

$$p'(f_i) = |H(f_i)| V(f_i), \quad (4)$$

где f_i — частоты линейчатых составляющих, на которых сосредоточена основная энергия шума. Логарифмируя (4), получим выражение, связывающее оценки уровней звукового давления и виброскорости:

$$\bar{L}_{p'}(f_i) = \bar{L}_v(f_i) + 20 \lg[|V_0 p_0| |H(f_i)|].$$

Важным вопросом является косвенная оценка уровня звука по вибрации. Из формулы (4), учитывая разночастотность спектральных составляющих, получим формулу для косвенной оценки уровня звука:

$$\bar{L}_{pA} = 10 \lg \left\{ \frac{1}{V_0^2} \sum_i V(\bar{H}_A(f_i)) \hat{V}(f_i) \Gamma \right\}, \quad (5)$$

где $\bar{H}_A(f)$ — частотная характеристика $H(f)$, откорректированная в соответствии с кривой коррекции A .

Формулу (5) можно использовать при экспресс-оценке уровней звука узлов станков путем вибромониторинга, ограничившись при суммировании наиболее значимыми составляющими, в частности, составляющими на зубцовых частотах и их гармониками.

Для примера, представленного на рис. 1, составлена таблица, в которую включены четыре доминирующие зубцовые компоненты.

Экспресс-оценка $\bar{L}_{pA}$ уровня звука шпиндельной бабки, полученная по данным таблицы, составила 90,5 дБА. Значение уровня звука, полученное прямым измерением с помощью шумомера 1-го класса, оказалось равным 92,5 дБА. Таким образом, погрешность экспресс-оценки в данном случае составила 2 дБ.

Таблица

Частота f , Гц	Обозначение	$\hat{L}_v(f)$, дБ	$V(f)$, мм/с	$H_A(f)$, Па, мм·с ⁻¹
739,5	f_{12}	90,5	1,67	0,35
819,8	f_{22}	80	0,5	0,35
1294,5	f_{34}	92,5	2,1	0,1
1467,1	$2f_{22}$	81,5	0,59	0,23

ИПО «Армстанок»

20. XII. 1982

Վ. Ա. ԱՎԱԿՅԱՆ, Կ. Ս. ՐԱԲՈՅԱՆ

ՀԱՍՏՈՅՆԵՐՈՒՄ ԱՎՈՐՈՒԿԱԾ ԱՌԱՋԱՑՄԱՆ ԱՌԱՋԱՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ ԹՐԹՈՒԱՅԻՆ ԱՆՏՐՈՐՇՄԱՆ ՆՊԱՏԱԿՆԵՐՈՎ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. մ.

Իրագործված է 16K20 մակնիշի իստատային հաստցի իլային հանգույցի թրթումների և աղմուկի փոխադարձ սպեկտրային վերլուծումը: Ստացված են թրթուման և ձայնային ճնշման սպեկտրային ընդհանրությունները և նրանց կոհերենսության ֆունկցիան: Ստացված արդյունքների հիման վրա մշակված է աղմուկի առաջացման մոդելի պծային համակարգ և որված են նրա ամպլիտուդահաճախային ընդհանրությունները: Թրթումների լատիման միջոցով առաջարկված է հանգույցի աղմուկի գնահատման անուղղակի մեթոդ, որը նախատեսված է կիրառել միայն թրթումային ախտորոշման նպատակների համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Авакян В. А., Мадатов В. Р., Нолян Г. А. Выявление источников повышенного шума станков способом инбродиатности.— Статьи и инструмент, 1979, № 3, с. 11—13.
2. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов.— М.: Мир, 1971—463 с.
3. Харрис Ф. Дж. Использование окон при гармоническом анализе методом дискретного преобразования Фурье.— ТНИЭР, 1978, т. 66, № 1, с. 60—96.
4. Bendat F. S. Statistical errors in measurement of coherence functions and input/output quantities. — Journ. of Sound and Vibration, 1978, v. 59, № 3, p. 405—421.

ЭНЕРГЕТИКА

Г. Г. АДОНИС, А. А. АРУТЮНЯН, А. М. АРАКЕЛЯН, В. Н. СААКОВ

РАСЧЕТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РАСХОДА ЭНЕРГИИ
В ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СЕТЯХ ЭНЕРГОСИСТЕМ

Степень достоверности результатов решения задачи расчета, анализа и снижения технологического расхода энергии (ТРЭ) в электрических сетях энергосистем зависит от полноты информации о режиме работы этих сетей за рассматриваемый период времени [1, 2]. В этих условиях при выборе методики расчета ТРЭ целесообразно исходить из степени полноты информации о нагрузках узлов электрических сетей различных классов напряжения (различных иерархических уровней управления).

В данной статье рассматриваются вопросы, связанные с расчетами ТРЭ, исходя из соответствующего объема и полноты информационной обеспеченности. Каждый узел электрической сети характеризуется величинами P , Q или P , U . Две другие величины (соответственно φ , U или φ , Q) определяются в результате расчета установившегося режима (УР) электрической сети.

Множество всех узлов сетей 0,4 кВ и выше по степени полноты информации можно разделить на следующие подмножества (табл. 1) с полной информацией (ПН); неполной информацией (ННН) и минимальной информацией (МН).

В результате развития информационных сетей произойдут качественные изменения, и узлы из подмножества с менее достоверной информацией перейдут в более высокую группу по информативности.

1. Расчеты ТРЭ в электрической сети, содержащей узлы типа ПН. *Постановка задачи.* Задаются: графики нагрузок всех узлов схемы $P(t)$ и $Q(t)$ за данный период времени T (час) и параметры схемы замещения. Определяются: величины ТРЭ в каждом элементе схемы замещения электросети и его суммарное значение.

Путем дискретизации графики нагрузки разбиваются на ступени, которые затем группируются по одинаковым мощностям (ординатам). В результате расчета N серий УР определяется технологический расход мощности (ТРМ) в каждой ветви схемы замещения.

Определяются: 2) величины ТРЭ в каждой ветви J за период Δt , равный длительности данного режима:

$$\Delta W[I, J] = \Delta P[I, J] \Delta t[I], \quad (1)$$

где $\Delta P[I, J]$ — ТРМ при I -ом режиме в J -й ветви; $\Delta t[I]$ — длительность I -го режима (час);

б) величина ТРЭ в электросети в целом:

$$\Delta W = \sum_{I=1}^K \sum_{J=1}^K \Delta W[I, J], \quad (2)$$

где K — число ветвей схемы замещения;

в) передаваемая по каждой ветви электроэнергия за период T :

$$W[J] = \sum_{I=1}^K P[I, J] \Delta t[I]. \quad (3)$$

Данная методика основана на использовании наиболее полной информации о режиме работы сети за расчетный период, дающей наибольшее приближение к истинным значениям ТРЭ в каждом элементе сети.

Таблица 1

Деление множества узлов электросети по степени полноты информации о режиме

Уровень	Тип узла	Элементы сети	Информация о режиме работы	Период времени (источник информации)
ПЭО	ПП	Генераторные узлы (шины) ВЛ связи с ОЭС	P, Q	Каждые сутки (суточная ведомость ПДЛ)
	НПП	Системообразующие высоковольтные ВЛ и ПС Шины ПС 110/35-6 (10) кВ	P, Q W	дважды в год (карта замеров) месяц, квартал, год (отчеты)
ПЭС	НПП	Шины ПС 35-6 (10) кВ ВЛ связи с ПЭО	$I, U, \cos \varphi$ W	дважды в год (карта замеров) месяц, квартал, год (отчеты)
РЭС	НПП	Шины головной ПС ВЛ связи с ПЭС	-	-
	МП	Шины ПС 6 (10)/0,4 кВ ВЛ связи с смежными РЭС	мощность трансформаторов допустимые нагрузки	-

2. Расчет ТРЭ в электрической сети, содержащей узлы типа ПП и НПП. Постановка задачи. Задаются: графики нагрузок узлов типа ПП за расчетный период времени; графики нагрузок узлов типа НПП

в день замеров в системе; графики суммарно потребленных мощностей за все сутки расчетного периода времени; параметры схемы замещения электросети.

Определяются: величины ТРЭ в каждом элементе схемы и его суммарное значение.

Пусть известны графики $P(I)$ всех N_u нагрузочных узлов, а также график суммарной нагрузки системы. Тогда за период T (час) будем иметь $L = N_u T / 24$ суточных графиков. Получим семейство графиков расположенных аналогично элементам матрицы, которое условно назовем матрицей графиков нагрузок (МГН).

Учитывая наличие в МГН рассматриваемой сети одновременно узлов типа ПН и НГНН, запишем:

$$P_z = P_{\text{пн}} + P_{\text{нгнн}}, \quad (4)$$

где P_z , $P_{\text{пн}}$, $P_{\text{нгнн}}$ — суммарные нагрузки системы всех узлов типа ПН и НГНН, соответственно.

В произвольный момент времени t имеем:

$$P_{\text{пн}}[t] = \sum_{j=1}^J P_{\text{пн}}[I, t]; \quad P_{\text{нгнн}}[t] = \sum_{j=1}^J P_{\text{нгнн}}[I, t]. \quad (5)$$

Следовательно, учитывая (4), получим значение суммарной нагрузки системы в t -й час:

Значения нагрузок узлов типа НГНН известны лишь в день замеров. Для определения нагрузок этих узлов за последующие сутки применим один из методов разворачивания информации о суммарной нагрузке системы. В данном случае наиболее подходящим является метод, разработанный в Ленэнерго, который позволяет активную нагрузку узла I в t -й час L -х суток представить в зависимости от суммарной нагрузки системы:

$$P[I, t] = \bar{P}[I, L] + \beta_p[I] \{P[C, t] - \bar{P}[C, L]\}, \quad (6)$$

здесь $\bar{P}[I, t] = \alpha_p[I] \bar{P}[C, t]$, $P[I, t]$, $P[C, t]$ — нагрузки узла и системы в t -й, соответственно, средние нагрузки системы и I -го узла за L суток; $\alpha_p[I]$, $\beta_p[I]$ — коэффициенты узла I , которые практически остаются неизменными в течение полугода и определяются по формулам:

$$\alpha_p[I] = \frac{P_M[I] + P_m[I]}{P_M[C] + P_m[C]}, \quad \beta_p[I] = \frac{P_M[I] - \bar{P}[I]}{P_M[C] - \bar{P}[C]}. \quad (7)$$

Здесь $\bar{P}[I]$, $\bar{P}[C]$ — средние, а $P_M[I]$, $P_M[C]$, $P_m[I]$, $P_m[C]$ — максимальные (M) и минимальные (m) значения мощностей I -го узла и системы в день контрольных замеров. Средние значения мощностей определяются по показаниям электросчетчиков.

Обозначим:

$$z_p |I| = z_p |I| \lg \varphi; \quad \beta_p |I| = \beta_p |I| \lg \varphi. \quad (8)$$

Таким образом мощность каждого узла в момент t может быть описана уравнением:

$$P[I, t] + jQ[I, t] = \{z_p |I| + jz_q |I|\} \bar{P}[C, I] + \\ + \{\beta_p |I| + j\beta_q |I|\} \{p[C, L] - P[C, L]\}. \quad (9)$$

После определения мощностей узлов глия НПП решение задачи сводится к расчету серии УР и определению величин и структуры ТРЭ, аналогично предыдущему методу. Число расчетов УР равно числу ступеней рассматриваемого графика нагрузки системы.

Пример расчета ТРЭ. Зада ны: схема электрической сети ПЭС, содержащей 18 узлов. В сети 8 нагрузочных узлов, из них 2—типа НПП, 6—типа НППН, остальные — сетевые ($P = 0, Q = 0$); значения α и β , вычисленные согласно (7) по данным предыдущих замеров; суточный график активной мощности системы, откуда имеем:

$$P_m[C] = 95 \text{ МВт}, \quad P_n[C] = 47 \text{ МВт}, \quad \bar{P}[C, L] = 66,26 \text{ МВт}.$$

В результате расчета УР по расчетным нагрузкам (9) узлов НПП, ТРМ при первой ступени графика составил 0,59 МВт (точное значение — 0,51 МВт). ТРЭ за сутки составил 23,3 МВт.ч. (отклонение от точного — 8%). В отдельных элементах максимальная погрешность достигала 15%, в остальных ветвях схемы — меньше 10%.

Дальнейшее развитие информационной техники и информационны сетей постепенно изменит число узлов типа НПП, увеличив число узлов типа ПН.

3. *Расчет ТРЭ в электрической сети, содержащей только узлы типа НПП. Постановка задачи.* Задаются: средние и максимальные значения мощностей в узлах за расчетный период времени; параметры схемы замещения электросети. Определяются: величины ТРЭ в каждом элементе схемы замещения электросети и суммарное его значение.

Существуют различные упрощенные выражения для определения коэффициента формы графика нагрузки [4—6]. Связь средней нагрузки с минимальным и максимальным значениями выражается в форме [3].

$$\bar{P} = \frac{2\alpha}{1+\alpha} P_m, \quad (10)$$

где $\alpha = P_m/P_n$. Исключив P_m , получим:

$$\alpha = \frac{\bar{P}}{2P_n - \bar{P}}. \quad (11)$$

Эффективные значения мощностей в узлах:

$$P_i = K_{\Phi i} \bar{P}_i; \quad Q_i = L_{\Phi i} \bar{Q}_i. \quad (12)$$

где $K_{\Phi i}$, $L_{\Phi i}$ — коэффициенты формы графиков активной нагрузки и реактивной мощности. Решение задачи ТРЭ сводится к расчету ХР и ТРМ, ТРЭ в элементах сети определяется умножением ТРМ на длительность периода.

4. *Расчеты ТРЭ в электрической сети, содержащей узлы типа ННН и МН. Постановка задачи.* Задаются: средний и максимальный токи головного узла (ГУ) за расчетный период; модуль напряжения и коэффициент мощности ГУ; средние и максимальные токи узлов или установленные мощности трансформаторов (и нагрузочных узлов); номинальные напряжения в узлах; параметры схемы замещения. Определяются: ТРЭ в отдельных элементах сети и его суммарное значение.

Возможны следующие случаи: 1. Для части узлов (типа ННН), в том числе ГУ, задаются средние и максимальные значения токов, для остальных узлов (типа МН) — установленные мощности трансформаторов. 2. Все узлы типа МН, кроме ГУ.

Более общим является первый случай, алгоритм решения которого сводится к следующему: согласно (10) и (11) для всех узлов типа ННН определяются коэффициенты формы графиков нагрузок, по средней нагрузке в форме тока и суммарному номинальному току ГУ определяется коэффициент использования ГУ; определяются средние значения токов нагрузок узлов типа МН при допущении равенства для этих узлов и ГУ; определяются эффективные токи в узлах; осуществляется контроль баланса токов в сети и соответствующая коррекция токов в узлах типа МН, если баланс не соблюдается; определяются напряжения в узлах; предварительно определены питаемые и питающие узлы графа схемы сети, вычисляются эффективные токи в ветвях, а затем расходы активной и реактивной мощностей, а также ТРЭ в ветвях и в сети в целом.

Результаты сопоставления расчетов, выполненных приближенными методами, описанными в [4—6], и точного расчета радиальной сети 10 кВ с числом узлов 7 и ветвей 6 показаны в табл. 2.

Для отдельных узлов использованы типовые графики нагрузок жилых зданий с газовыми, электрическими и огневыми плитами; машиностроительного завода, столовой, заготовительной фабрики.

Из табл. 2 видно, что наиболее близки к точному результаты расчетов по изложенной методике.

Рассмотренные методы расчета ТРЭ реализованы в комплексной программе «Расчет и анализ технологического расхода энергии в электрических сетях энергосистем» — «РАТРЭ-82».

Однозначные погрешности результатов расчетов ТРЭ (%)

Ветви схемы	М е т о д ы р а с ч е т о в					
	точный (МВт·ч)	[4]	[5]	[6]	все узлы типа IIII	все узлы типа МН, кроме ГУ
1—2	15,21	+27,8	- 4,9	—	15	-29,5
2—3	187,32	-20,7	-6,3	—	+1,3	-10,3
3—4	438,88	+20,8	-8,7	—	-4,5	- 5,1
4—5	701,56	+18,3	8	—	+4,6	- 3
5—6	1076,29	+17,6	+7,7	—	+4,3	- 3,1
6—7	1449,29	-27,1	-6,5	—	+1,9	- 5,5
Итого	4171,11	+22,2	- 7,2	+7,4	+3,1	- 4,7

В ы в о д ы

1. Предложенная классификация множества узлов электрической сети по степени полноты информации о режиме ее работы позволяет выбирать наиболее приемлемую методику расчета ТРЭ на различных иерархических уровнях управления.

2. В отличие от существующей тенденции усложнения методик расчета ТРЭ для повышения достоверности результатов целесообразно увеличение числа узлов типа IIII.

3. Для получения экономически обоснованного объема информации необходимо проведение исследований для всех иерархических уровней управления соотношения затрат на сбор и обработку информации и достигаемого эффекта от снижения ТРЭ.

Армавирэнергопроект

11. VII. 1983

2. S. ԱՄՈՆՅԱՆ, Ս. Ս. ՀԱՐՈՒՅՈՒՆՅԱՆ, Ա. Մ. ԱՍԿԵՆՅԱՆ, Վ. Ի. ՈՒՀԱԿՈՎ

ԷՆԵՐԳԱԶՍՄԱՐԿԱՐԳԵՐԻ ԷԼԵԿՏՐԱԿԱՆ ՑԱՆՑԵՐՈՒՄ ԷՆԵՐԳԻԱՅԻ
ՏԵԽՆՈԼՈԳԻԱԿԱՆ ԾԱԽՍԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿՆԵՐԸ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հոգովածում շարադրված է էներգահամակարգերի էլեկտրական ցանցերում էներգիայի տեխնոլոգիական ծախսերի հաշվարկման մեթոդներ՝ կախված նրանից, թե որքանով է լրիվ էլեկտրացանցի ամեն մի հանգույցի բեռնվածությունն մասին ունեցած ինֆորմացիան:

Այդ նկատառումով էլեկտրացանցի հանգույցների բազմությունը բաժանվում է երեք՝ լրիվ, ոչ լրիվ և նվազագույն ինֆորմացիայով ենթարկվող մոնիթորինգների: Դրանց համապատասխան մշակվել են տեխնոլոգիական ծախ-

ների հաշվարկման արդարյունները Կազմված է էլեկտրոտեխնիկական հաշվիչ մեքենայով էլեկտրաէներգիայի տեխնոլոգիական ծախսերի հաշվարկման կոմպյուտրային ծրագիրը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Щербина Ю. В., Боцко Н. Д., Бузенко А. Н. Снижение технологического расхода энергии в электрических сетях.— Киев. Техника, 1981.— 104 с.
2. Железко Ю. С. Интервалы неопределенности расчетных значений потерь электроэнергии в сетях.— Электричество, 1982, № 10, с. 5—9.
3. Волобринский С. Д., Каялоз Г. М., Клеин П. Н., Метель Б. С. Электрические нагрузки промышленных предприятий.— П. Энергия, 1971.— 261 с.
4. Каялоз Г. М. Определение потерь энергии в электрической сети по средним значениям нагрузок в ее узлах.— Электричество, 1976, № 6, с. 19—21.
5. Пелешич В. Г., Анисимов Л. П. Методика расчета нагрузочных потерь энергии в распределительных сетях.— Электрические станции, 1975, № 7, с. 51—54.
6. Временная инструкция по расчету и анализу потерь электроэнергии в электрических сетях энергосистем Казанцев В. И. и др.— М., 1976. СПО ОРПЭС.— 56 с.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Ю. М. ГАСПАРЯН, В. М. МОВСЕСЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВЕСОМОСТЕЙ
ПРИ КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКЕ КАЧЕСТВА ИЗДЕЛИЙ
НА ОСНОВЕ РЕЗУЛЬТАТОВ КОНТРОЛЯ

Качество готового изделия характеризуется совокупностью показателей качества. Однако для получения более наглядных и удобных для сравнения оценок, на практике эта совокупность показателей объединяется в одно комплексное [1, 2]. При этом возникает задача определения коэффициентов весомостей показателей, входящих в комплексный показатель.

В данной работе предлагается методика определения этих коэффициентов, основанная на результатах статистического контроля существенных параметров, характеризующих качество изготовления изделий. Такой подход оправдан тем, что результаты статистического контроля более точно отражают реальные возможности производства, что важно при создании систем управления качеством изделий.

Пусть качество готового изделия характеризуется совокупностью параметров $P_1, P_2, \dots, P_n$. Комплексный показатель качества в общем виде представляется [1, 2]:

$$V = f(X, M), \quad (1)$$

где $M = \{m_1, \dots, m_l\}$ — вектор, составленный из коэффициентов весомостей; $X = \{x_1, \dots, x_n\}$ — вектор преобразованных показателей, которые связаны с первичными показателями $P_1, \dots, P_n$ соотношениями:

$$x_i = z_i(P_i), \quad i = \overline{1, n}. \quad (2)$$

Функции z_i таковы, что улучшение качества по показателю P_i соответствует монотонному возрастанию x_i ($x_i \geq 0$) и кроме того, для значения P_i , соответствующего наилучшему качеству, которые обозначим через $\bar{P}_i$, выполняется условие:

$$x_i = z_i(P_i) \leq \bar{x}_i = z_i(\bar{P}_i), \quad i = \overline{1, n}. \quad (3)$$

При этом комплексный показатель качества должен удовлетворять условию:

$$V = f(X, M) \leq \bar{V} = f(\bar{X}, M), \quad (4)$$

где $\bar{V}$ — значение комплексного показателя качества, когда все показатели принимают наибольшие значения.

С другой стороны, на коэффициенты весовостей ставятся следующие ограничения [1, 2]:

$$\sum_{i=1}^n m_i = 1; \quad (5)$$

$$m_i > 0, \quad i = \overline{1, n}. \quad (6)$$

При контроле N годных изделий получают N значений для каждого показателя, которые можно представить как реализации статистических рядов P_{ik} ($k = \overline{1, K}$). Если все N изделия производятся в одинаковых условиях, т. е. технологический процесс имеет высокую степень отлаженности, то каждый ряд P_{ik} можно считать реализацией стационарного ряда. Комплексный показатель (1) должен быть таким, чтобы его значения для изготовленных изделий имели малую рассеянность: это соответствует условию минимальности дисперсии комплексного показателя.

Таким образом, становится задача: определить коэффициенты весовостей $m_1, \dots, m_n$ для конкретно заданного комплексного показателя (1) таким образом, чтобы минимизировалась дисперсия оценки $\bar{V}$ и соблюдались условия (4) — (6).

В формальном виде задача представляется:

$$\min D(\bar{V}), \quad (7)$$

где $D(\bar{V})$ — дисперсия величины $\bar{V}$ с учетом ограничений (4) — (6).

Применяя метод неопределенных множителей Лагранжа для решения задачи (7) с учетом условий (4) — (6), вычислим оптимальные значения коэффициентов весовостей для некоторых часто применяемых комплексных показателей качества [1, 2].

1. Средний взвешенный арифметический показатель:

$$\bar{V} = \sum_{i=1}^n m_i x_i = M X^T, \quad (8)$$

где $X^T = [x_1, \dots, x_n]$ — вектор-столбец; T — знак транспонирования.

В этом случае оптимальное значение коэффициентов весовостей определяется соотношением:

$$m_i = \frac{\frac{1}{\sigma_i^2}}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{\sigma_j^2}}, \quad i = \overline{1, n}, \quad (9)$$

если x_i ($i = \overline{1, n}$) статистически независимы и

$$m_i = \frac{\sum_{j=1}^n q_{ij}}{\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^n q_{ij}}, \quad i = \overline{1, n}, \quad (10)$$

если x_i ($i = \overline{1, n}$) статистически зависимы.

Здесь σ_i — дисперсия x_i ; q_{ij} ($i = \overline{1, n}, j = \overline{1, n}$) — элемент обратной матрицы ковариационной матрицы R_{xx} .

2. Средний взвешенный геометрический показатель:

$$V = \prod_{i=1}^n x_i^{m_i}. \quad (11)$$

Для этого случая:

$$m_i = \frac{\frac{1}{\sigma_i^2}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\sigma_i^2}}, \quad i = \overline{1, n}, \quad (12)$$

если x_i статистически независимы и

$$m_i = \frac{\sum_{j=1}^n h_{ij}}{\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^n h_{ij}}, \quad i = \overline{1, n}, \quad (13)$$

если x_i статистически зависимы.

Здесь $\sigma_{x_i}^2 = D(\ln x_i)$; h_{ij} ($i = \overline{1, n}, j = \overline{1, n}$) — элемент обратной матрицы R_{xx} .

3. Средний гармонический показатель:

$$V = \sum_{i=1}^n m_i x_i. \quad (14)$$

В этом случае коэффициенты m_i определяются формулами (12), (13), если вместо σ_i поставить $1/x_i$.

4. Средний арифметический взвешенный квадратический показатель:

$$V = \sqrt{\sum_{i=1}^n m_i x_i^2}. \quad (15)$$

Для этого случая:

$$m_i = \frac{\frac{1}{x_i^2 \sigma_{x_i}^2}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{x_i^2 \sigma_{x_i}^2}}, \quad (16)$$

если x_i ($i = \overline{1, n}$) статистически независимы и

$$m_i = \sum q_{ij} / \sum \sum q_{ij}, \quad i = \overline{1, n},$$

если x_j статистически независимы.

Здесь $\bar{x}_j$ — математическое ожидание x_j ; q_{ij} ($i = \overline{1, n}$, $j = \overline{1, n}$) — элементы матрицы $Q = (BR_{xx}B^T)^{-1}$, $B = \text{diag} \{\bar{x}_1, \dots, \bar{x}_n\}$.

Изложенный метод определения коэффициентов весовостей был применен для оценки качества запоминающих устройств на магнитном барабане на стадии их изготовления.

Таким образом, получены формулы в замкнутой форме для вычисления коэффициентов весовостей для различных определений комплексного показателя качества на основе результатов статистического контроля. Такой подход оправдан тем, что эти результаты лучше отражают реальное состояние технологического процесса, что очень важно при создании систем управления качеством производства.

КрПМ им. К. Маркса

II VII 1983

ՅՈՒ. Մ. ԿԱՌԱՐԱՆԱՆ, Վ. Մ. ՄՈՎՍԵՅԱՆ

ՍՏԱՌԳՄԱՆ ԱՐԴՅՈՒՆՔՆԵՐԻ ՀԻՄԱՆ ՎՐԱ ԱՐՏԱԴՐԱՆՔԻ ՈՐԱԿԻ ԱՄՐՈՂՋԱԿԱՆ ԳՆԱՀԱՏՄԱՆ ԿԵՊՔՈՒՄ ԿՇԵԱՅԻՆ ԿՈՐՈՒԿԻՑՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. մ.

Հոդվածում զիտարկվում է արտադրանքի որակի ամբողջական գնահատման որոշման ժամանակ կշռային գործակիցների հաշվման մի ալգորիթմ, որտեղ օգտագործվում են ստուդիան շնորհիվ ստացված փնտկադրական տվյալները:

Կշռային գործակիցները որոշվում են կոմպլեքս գնահատականի գիտաբանական նվազագույն պայմանից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Богомолов Н. Б. Методы оптимизации системы показателей при управлении качеством продукции — М.: Знание, 1972 — 51 с.
2. Ашмелев Г. Г., Радхон Э. П. О квадристрии — М.: Изд. стандар., 1973 — 172 с.

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Б. М. МАМИКОНЯН, С. О. ВАРДАНЯН

ТОНКОПЛЕНОЧНЫЙ БЕСКОНТАКТНЫЙ
ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ТОКА

Бесконтактное измерение электрического тока широко применяется в линиях электронередач, различных энергосистемах, шиннах печатного монтажа, где измерение необходимо осуществлять без обрыва исследуемой цепи, чаще всего — путем измерения напряженности магнитного поля, создаваемого контролируемым током. Использование для этой цели тонких магнитных пленок (ТМП) с одноосной анизотропией позволяет создавать микроминиатюрные преобразователи тока, особенно ценные для контроля цепей печатного монтажа.

Известно [1], что 180-градусная доменная граница, находящаяся в поле с магнитной напряженностью H , параллельной оси легкого намагничивания (ОЛН) доменов, которые расположены по обе стороны от границы, испытывает давление $2\mu_0 M_s H$, где M_s — намагниченность насыщения образца, μ_0 — магнитная проницаемость вакуума. Если H больше коэрцитивной силы H_c образца, то граница начинает перемещаться вдоль оси трудного намагничивания (ОТН) пленки. Величина этого перемещения может служить мерой контролируемого тока.

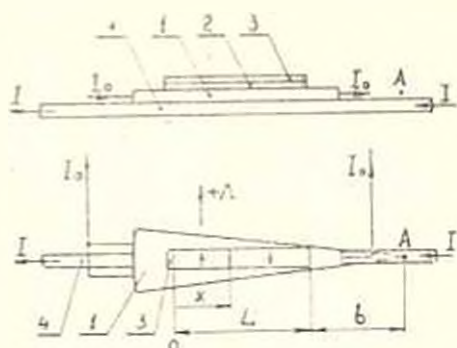
Наиболее простое устройство, реализующее вышележащий принцип, описано в [2]. Магнитная пленка с одноосной анизотропией, нанесенная на диэлектрическую подложку, предварительно, при помощи постоянного магнита, разбивается на две смежные области, намагниченные в противоположных направлениях вдоль ОЛН.

Если вдоль ОТН пленки создать градиент коэрцитивной силы H_c , то можно обеспечить плавную зависимость координаты смещения границы от величины измеряемого тока. В такой пленке при любом ее перематывании в направлении ОЛН доменная граница всегда движется в одном и том же направлении вдоль ОТН — в сторону увеличения H_c (направленное движение доменной границы). Устройство, использующее указанный принцип, описано в [3–5].

В настоящей работе изложены результаты исследований по созданию бесконтактного тонкопленочного преобразователя мгновенного значения тока, в котором вместо градиента коэрцитивной силы вдоль ОТН создается градиент подмагничивающего поля с использованием клинообразной шины [6] (рис. 1).

В исходном состоянии намагниченность магнитной пленки имеет одно из двух направлений по ОЛН, например, вдоль оси $+L$. С включением тока смещения I_0 на пленку действует магнитное поле, направленное против ее намагниченности. Из-за клинообразности подложки напряженность $H_0(x)$ этого поля в различных точках пленки вдоль ОЛН неодинакова: она максимальна у вершины клина и уменьшается по мере удаления от нее. Вследствии этого, с увеличением тока I , у края пленки со стороны вершины клина появляется домен обратной намагниченности, разделенный от остальной части пленки 180-градусной доменной границей. Домен обратной намагниченности появляется тогда, когда в данной точке напряженность $H_0(x)$ становится больше коэрцитивной силы H_c пленки. Поэтому, по мере увеличения тока I , доменная граница перемещается в сторону основания клина. Величина тока I , выбирается такой, чтобы при отсутствии контролируемого тока доменная граница находилась в координате $x = 0$ у края пленки со стороны основания клина.

Рис. 1. Принципиальная схема преобразователя — провод с контролируемым током расположен параллельно к ОЛН пленки: 1 — токопроводящая клинообразная шина, подключенная в вершине и основании к источнику тока смещения I_0 ; 2 — изоляционный слой; 3 — пермагнетитовая пленка, ОЛН которой перпендикулярна оси симметрии клина; 4 — проводник с контролируемым током I .



Контролируемый ток I создает магнитное поле, напряженность $H(x)$ которого на поверхности пленки направлена встречно напряженности $H_0(x)$. Поэтому под действием тока I доменная граница перемещается в пленке в направлении от основания к вершине клина. Величина x этого перемещения пропорциональна величине тока I и служит его мерой.

Уравнение координаты положения доменной границы определяется следующим образом. В вышепринятых обозначениях условие равновесия доменной границы выражается уравнением

$$H(x) + H_c = H_0(x). \quad (1)$$

Напряженности $H_0(x)$ и $H(x)$ определяются с помощью закона полного тока:

$$H_0(x) = \frac{I_0}{2c}. \quad (2)$$

где

$$c = 2(L + b - x) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}; \quad (3)$$

α — угол при вершине клина;

$$H(x) = \frac{I}{2\pi r} \quad (4)$$

r — расстояние от поверхности пленки до оси проводника 4; в данном случае эта напряженность не зависит от координаты x .

Подставляя выражения (2) — (4) в уравнение (1), находим x :

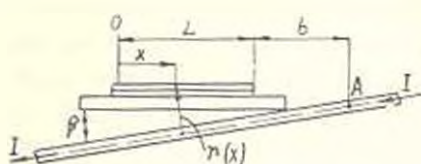


Рис. 2. Взаимное расположение преобразователя и проводника, обеспечивающее линейное преобразование.

$$x = L + b - \frac{\pi I I_0}{2(I + 2\pi H_c) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$$

Таким образом, в случае, когда провод с контролируемым током располагается параллельно ОТН пленки, функция $x = f(I)$ оказывается нелинейной.

Исследования показали, что функция преобразования рассматриваемого устройства становится линейной, когда плоскость преобразователя располагается наклонно к токнесущему проводнику, так, как это показано на рис. 2. В этом случае $H(x)$ также становится функцией координаты x доменной границы:

$$H(x) = \frac{I}{2\pi r(x)} = \frac{I}{2\pi(L + b - x) \sin \vartheta},$$

и из условия (1) получается линейная зависимость $x = f(I)$:

$$x = \frac{\pi \left| 4H_c(L + b) \operatorname{tg} \frac{\pi}{2} - I_0 \right| \sin \vartheta + 2I \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{4H_c \sin \vartheta \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \quad (5)$$

Величина I_0 определяется из условия $x = 0$ при $I = 0$:

$$I_0 = 4H_c(L + b) \operatorname{tg} \frac{\pi}{2},$$

при выполнении которого из (5) следует:

$$x = \frac{I}{2H_c \sin \vartheta} \quad (6)$$

Выбором угла ϑ подбирается необходимая чувствительность преобразователя при заданном диапазоне $0 - I_m$ контролируемого тока; при $I = I_m$ должно быть $x = L$. Тогда из (6):

$$\sin \vartheta = \frac{I_m}{2H_c L}.$$

При выполнении последнего условия, из (6) следует:

$$x = \frac{L}{I_m} \cdot I.$$

Эксперимент был проведен на магнитооптической установке Керри с использованием пермаллоевых пленок толщиной 2000 Å, коэрцитивной силой $H_c = 144$ А/м, нанесенных вакуумным напылением на стеклянные подложки толщиной $a = 0.2$ мм. Клинообразная медная шина имела толщину $d = 0.03$ мм, а рабочий диапазон перемещения доменной границы составлял 20 мм. Преобразователь испытывался при различных значениях углов α и β , результаты испытаний подтвердили справедливость вышеизложенных теоретических положений: например, при $\alpha = 45^\circ$, $\beta = 15^\circ$ ток смещения оказался равным $I_0 = 6.8$ А, чувствительность составила 4,0 мм/А, что неплохо сходится с теорией.

Следует отметить, что на различных участках пленок форма доменной границы в различной мере отклонялась от прямолинейной из-за наличия дисперсии анизотропии.

Ленинградский фил. ЕРПИ им. К. Маркса

3. XII. 1982

Բ. Մ. ՄԱՄՈՒՅԱՆ, Ս. Հ. ՎԱՐԴԱՆՅԱՆ

ՀԱՍԱՆՔԻ ԲԱՐԱԿՓԱՂԱՆԹԱՅԻՆ ԱՆԿՈՆՏԱԿՏ ՓՈԽԿԵՐՊԻՉ

Ա մ փ ո փ ո լ մ

Նկարագրված է սեպածե հոսանքակիր տակդիր սդտագործելու միջոցով դոմենային սահմանի ուղղորդված շարժում իրացնելու էությունը պերմալոյի բարակ թաղանթում: Շարադրված են այդ երևույթի վրա հիմնված և անկողնակո եղանակով էլեկտրական հոսանք չափելու համար նախատեսված փոփակերպիչի կիրառման առանձնահատկությունները: Ստացված է դոմենային սահմանի դիրքի կորդինատի հավասարումը՝ կախված չափվող հոսանքի մեծությունից և բերված են փոխակերպիչի փորձարարական հետազոտության արդյունքները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Кривчик Г. С. Физика магнитных явлений. — М.: изд-во МГУ, 1976. — 217 с.
2. Hsieh E. J. Magnetic thin-film split-domain current sensor-recorder. — Patent США № 4180775. кл. 324 249, 1979.
3. Cooper R. W. Magneto-optical arrangement. — Mullard Res. Labor. Rep., 1968. № 2644. p. 15—16.
4. Sugrani S., Kontshi S., Sakurai J. Control of domain slip motion in a magnetic thin film. — IEEE Trans. on magn., v. Mag-4, 1968, № 3, p. 445—448.
5. Sakurai J., Matsushita S., Kontshi S. Magneto-optical amperemeter. — Dig. Inter-mag. Conf., Washington, 1970, p. 8—10.
6. А с 1004889 (СССР). Устройство для бесконтактного измерения тока /Б. М. Мамкоян, С. О. Варданян.— Опубл. в БИ, 1983.

ЭЛЕКТРОННАЯ ТЕХНИКА

В. В. ВАРДАНИЯН

АНАЛИЗ ПУЛЬСАЦИИ ВЫХОДНОГО НАПРЯЖЕНИЯ
ИМПУЛЬСНЫХ РЕГУЛЯТОРОВ ПОСТОЯННОГО НАПРЯЖЕНИЯ

В источниках вторичного электропитания в качестве силовой части нашли широкое применение импульсные регуляторы постоянного напряжения (ИРПН). Анализу установившихся и переходных процессов в ИРПН посвящено много работ зарубежных и отечественных авторов, использующих как аналитические, так и машинные методы расчета. Однако, в этих работах, в основном, рассматриваются однотактные понижающие, повышающие и поллярно-реверсирующие ИРПН и не дается общего подхода к анализу указанных устройств.

В [1] сравнением между собой указанных трех типов регуляторов выявлены некоторые закономерности, позволяющие подойти к обобщенному анализу ИРПН. Предположено, что все элементы импульсных регуляторов идеальны, а емкость C выходного фильтра достаточно велика. Используя известное условие равенства нулю средних за период T значений напряжения на дросселе и тока через конденсатор, в [1] получены выражения для статического коэффициента K передачи напряжения в режиме непрерывных ($K_{\text{нпр}}$) и прерывистых ($K_{\text{пр}}$) токов дросселя, а также граничного значения $d_{\text{гр}}$, характеристического параметра d ($d = 2L/(R_n \cdot T)$), где L — индуктивность дросселя, R_n — сопротивление нагрузки:

$$K_{\text{нпр}} = \frac{a_1\gamma + a_2(1-\gamma)}{b_1\gamma + b_2(1-\gamma)}; \quad (1)$$

$$K_{\text{пр}} = \frac{a_1 + b_1(b_1a_2 - b_2a_1) \frac{\gamma^2}{d}}{2b_2} +$$

$$+ \sqrt{\left[\frac{a_1 + b_1(b_1a_2 - b_2a_1) \frac{\gamma^2}{d}}{2b_2} \right]^2 + \frac{(b_1a_1 - b_1a_2) \gamma^2}{b_2d}}; \quad (2)$$

$$d_{\text{гр}} = (1-\gamma)\gamma \frac{a_1b_2 - a_2b_1}{a_1\gamma + a_2(1-\gamma)}; \quad (3)$$

a_1 , a_2 , b_1 и b_2 — классификационные коэффициенты конфигурации ИРПН, методика определения которых приведена в [2]; γ — коэффициент заполнения управляющих импульсов.

Важным выходным параметром ИРПН является напряжение пульсаций на выходном конденсаторном фильтре. Знание этого параметра определяет возможность применения источника питания, и состав которого входит ИРПН, для питания тех или иных электронных устройств.

Пульсация выходного напряжения, в основном, оценивается по величине размаха ΔU_c или по эффективному значению U_c [3].

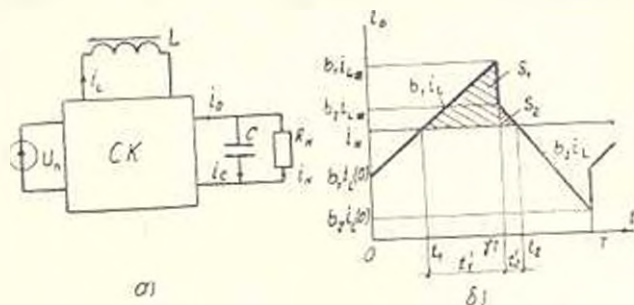


Рис. 1.

На рис. 1а представлена блок-схема ИРПН, где СК — силовой коммутатор, L — дроссель, C — конденсатор выходного фильтра. Входным напряжением ИРПН является напряжение U_n источника питания, а выходным — напряжение U_n на конденсаторе C , к которому подключен нагрузочный резистор R_n [1]. Из рассмотрения блок-схемы следует:

$$i_o(t) = i_c(t) + i_n(t), \quad (4)$$

где i_o , i_c , i_n — соответственно, выходной ток силового коммутатора, ток через конденсатор C и ток нагрузки; t — текущее время.

Учитывая, что $i_c = C \frac{dU_c}{dt}$, можем записать:

$$U_c(t) = \frac{1}{C} \int_0^t [i_o(t) - i_n(t)] dt. \quad (5)$$

Так как на интервале $0 \leq t \leq (\gamma T)$ $i_o = b_1 i_L$, а на интервале $(\gamma T) \leq t \leq T$ $i_o = b_2 i_L$ [1], то в общем случае, в установившемся режиме выходной ток i_o можно представить кривой, показанной на рис. 1б.

Из рассмотрения (5) и рис. 1б следует, что площадь, ограниченная кривой тока i_o и тока i_n (заштрихованный участок на рис. 1б) и деленная на емкость C , есть размах ΔU_c пульсаций напряжения на выходном конденсаторе:

$$\Delta U_c = \frac{1}{C} (S_1 + S_2), \quad (6)$$

где S_1 и S_2 — площади заштрихованных участков на рис. 1б.

Легко заметить, что

$$S_1 = \frac{1}{2} (b_1 i_{Lm} - i_n) \cdot t_1; \quad (7)$$

$$S_2 = \frac{1}{2} (b_2 i_{Lm} - i_n) \cdot t_2. \quad (8)$$

где i_{Lm} — максимальное значение тока дросселя.

Из [1] известно, что ток через дроссель определяется:

$$i_L(t) = \begin{cases} i_L(0) + \frac{a_1 - b_1 K}{L} U_n t & \text{при } (0)_+ \leq t \leq (\gamma T)_-; \\ i_{Lm} - \frac{a_2 - b_2 K}{L} U_n (t - \gamma T) & \text{при } (\gamma T) \leq t \leq (1)_-; \end{cases} \quad (9)$$

$$i_L(0) = \frac{U_n}{R_n} \left[\frac{K}{b_1 \gamma - b_2(1-\gamma)} - \frac{a_1 - b_1 K}{d} \gamma \right]; \quad (10)$$

$$i_{Lm} = \frac{U_n}{R_n} \left[\frac{K}{b_1 \gamma + b_2(1-\gamma)} + \frac{a_1 - b_1 K}{d} \gamma \right], \quad (11)$$

где $i_L(0)$ — начальное значение тока дросселя.

Решением уравнения $b_1 i_L(t) = i_n$ на первом поддиапазоне определяется величина t_1 ($t_1 = \gamma T - t_1$), а решением уравнения $b_2 i_L(t) = i_n$ на втором поддиапазоне определяется момент времени t_2 ($t_2 = t_2 - \gamma T$) (рис. 16). Подставляя полученные значения t_1 и t_2 в уравнения (7) и (8), с учетом (10), (11) и $i_n = KU_n/R_n$ для режима непрерывных токов получим:

$$S_1 = \frac{U_n T^2}{8L} \cdot \frac{b_1}{a_1 - b_1 K} \left\{ \frac{K(b_1 - b_2)(1-\gamma)d}{b_1[b_1\gamma + b_2(1-\gamma)]} + \gamma(a_1 - b_1 K) \right\}^2; \quad (12)$$

$$S_2 = - \frac{U_n T^2}{8L} \cdot \frac{b_2 \gamma^2}{a_2 - b_2 K} \left\{ \frac{K(b_2 - b_1)d}{b_2[b_1\gamma + b_2(1-\gamma)]} + a_1 - b_1 K \right\}^2; \quad (13)$$

Обозначая относительный размах δU_c пульсаций, как

$$\delta U_c = \frac{\Delta U_c}{\left(\frac{U_n T^2}{8LC} \right)}$$

и подставляя (12) и (13) в (6), получим:

$$\begin{aligned} \delta U_c = & \frac{b_1}{a_1 - b_1 K} \left\{ \frac{K(b_1 - b_2)(1-\gamma)d}{b_1[b_1\gamma + b_2(1-\gamma)]} + \gamma(a_1 - b_1 K) \right\}^2 - \\ & - \frac{b_2 \gamma^2}{a_2 - b_2 K} \left\{ \frac{K(b_2 - b_1)d}{b_2[b_1\gamma + b_2(1-\gamma)]} + a_1 - b_1 K \right\}^2. \end{aligned} \quad (14)$$

Для режима прерывистых токов, где $i_r(0) = 0$, имеем:

$$\delta U_c = \frac{b_1}{a_1 - b_1 K} \left\{ \frac{K(b_1 - b_2)(1 - \gamma)d}{b_1[b_1\gamma + b_2(1 - \gamma)]} + \gamma(a_1 - b_1 K) \right\} \times$$

$$\times \left[2\gamma(a_1 - b_1 K) - \frac{Kd}{b_1} \right] - \frac{b_2\gamma^2}{a_2 - b_2 K} \left\{ \frac{K(b_2 - b_1)d}{b_2[b_1\gamma + b_2(1 - \gamma)]} + a_1 - b_1 K \right\}^2.$$

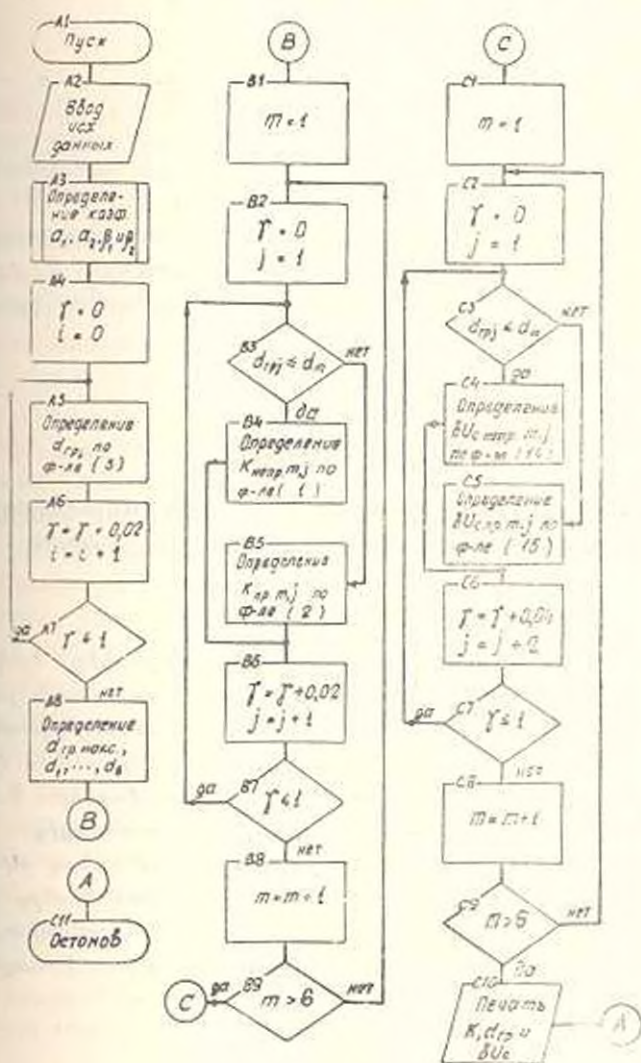


Рис. 2.

Согласно выражениям (1)–(3), (14) и (15) составлен алгоритм исследований и построения семейства регулировочных характеристик $K(\gamma)$ и относительный размах δU_c пульсаций выходного напряжения ИРПН. Блок-схема указанного алгоритма показана на рис. 2, где введены следующие вспомогательные обозначения: $d_{гр \text{ макс}}$ — макси-

малое значение $d_{гp}$ при изменении γ от 0 до 1; некоторые постоянные $d_1, \dots, d_6$, определяемые следующим образом:

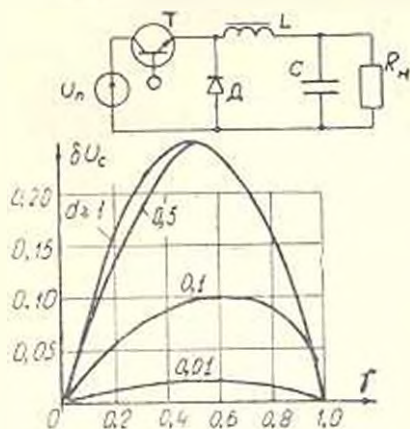


Рис. 3.

$$d_1 = d_{гp \max}; \quad d_2 = \frac{d_1}{2};$$

$$d_3 = \frac{d_1}{5}; \quad d_4 = \frac{d_1}{10};$$

$$d_5 = \frac{d_1}{30}; \quad d_6 = \frac{d_1}{100}.$$

На рис. 3 представлены кривые $\delta U_c(\gamma)$ для ИРПН понижающего типа, построенные для различных значений d с помощью ЭЦВМ по алгоритму рис. 2.

ЕРПН им. К. Маркса

28 V. 1983

Վ. Վ. ՎԱՐՄԱՆՅԱՆ

ՀԱՍՏԱՏՈՒՆ ԼԱՐՄԱՆ ԻՄՊՈՒԼՍԱՅԻՆ ԿԱՐԳԱՎՈՐԻՉՆԵՐՈՒՄ ԵՎՔԱՅԻՆ ԼԱՐՄԱՆ ԲԱՐԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒՄԸ

Ա Մ Ֆ Ո Փ Ո Ւ Մ

Ստացված են ընդհանուր ձևով արտահայտություններ էլեկտրասնման երկրորդային աղբյուրներում լայնորեն կիրառվող հաստատուն լարման իմպուլսային կարգավորիչների (ՀԼԻԿ) ելքային լարման բարախումները հաշվելու համար: Ստացված արտահայտություններով կաղմված է աղբյուրի ՀԼԻԿ-ի ելքային լարման բարախումների թափր հաշվարկելու և կառուցելու համար՝ կախված զեկավարող իմպուլսների լցման գործակցից:

Ցածրացնող, բարձրացնող, րեկտադարձ և լարում-հանող տիպի ՀԼԻԿ-ի համար մեքենայական հաշվարկի միջոցով ստացված կորերը բերված են աշխատանքում: Նախապես ուղղված a_1, a_2 և b_1, b_2 ուղղաձիգային գործակցիների ղեկավարման կաղմված ծրագիրը հնարավորություն է տալիս ստանալ նման կորեր ՀԼԻԿ-ի ցանկացած սխեմայի համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Смольников Л. Е. Вторичные источники питания из транзисторах. Учебн. пособие по курсу: Преобразователи и источники питания. — М.: МЭИ, 1979. — 88 с.
2. Смольников Л. Е., Варданян В. В. К вопросу об определении параметров эквивалентной обобщенной схемы импульсных регуляторов постоянного напряжения // Тр. Моск. энep. ин-та. 1980, вып. 479, с. 13—17.
3. Александров Ф. И., Сиваков А. Р. Импульсные полупроводниковые преобразователи и стабилизаторы постоянного напряжения. — Л.: Энергия, 1970. — 188 с.

ТЕПЛОТЕХНИКА

Р. С. АПВАЗЯН

ВЛИЯНИЕ ДИАПАЗОНА ИЗМЕНЕНИЯ ПРОХОДНОГО
 СЕЧЕНИЯ СОПЛОВОГО АППАРАТА ТУРБОКОМПРЕССОРА
 НА РАБОТУ ДИЗЕЛЯ ПРИ ВЫСОТНЫХ УСЛОВИЯХ

Из исследований топливного процесса дизелей установлено, что индикаторный η_i при постоянной степени сжатия и повышении давления практически однозначно определяется величиной действительного коэффициента избытка воздуха α [1], который, в свою очередь, зависит от действительного расхода воздуха через дизель. При работе дизеля на высотах для сохранения α в приемлемых пределах степени сжатия в компрессоре должна повышаться. Исследования подобного рода в настоящее время весьма актуальны и позволяют выявить влияние изменения площади проходного сечения сопла на мощность и крутящий момент двигателя в зависимости от высоты и будет являться предпосылкой для создания системы регулируемого турбонаддува.

В практике использования регулируемых турбин имеются отдельные вопросы, решения которых не могут считаться в настоящий момент удовлетворительными. К ним относится пониженная экономичность турбины с сопловым регулированием.

Работа регулируемого соплового аппарата с поворотными лопатками связана с уменьшением угла выхода потока α_1 , при котором степень понижения давления в турбине π_T может оставаться постоянной, а угол атаки потока на входе рабочих лопаток — возрасти. В целом, изменение α_1 приводит к изменению всех параметров потока в турбине, а рост угла атаки и уменьшение степени реактивности — увеличению профильных и суммарных потерь проточной части [2]. Следовательно, работа турбины в условиях пониженного давления с уменьшением α_1 и расхода G_1 может сопровождаться снижением и ухудшением преемственности турбины.

Оптимальное проходное сечение соплового аппарата турбины, в основном, зависит от изменения плотности газа перед турбиной и коэффициентов наполнения и продувки. Его можно определить, исходя из равенства расходов газа через турбину и воздуха в двигателе.

Расход газа через турбину определяется из соотношения:

$$G_1 = \rho F_T \gamma_2 \sqrt{2gH_T}, \quad (1)$$

где γ_2 — плотность газов за турбиной; H_2 — адиабатический напор перед турбиной; μF_T — пропускная способность турбины, а расход воздуха через дизель равен:

$$G_a = K \cdot n_2 \cdot \gamma_k \cdot \eta_v \cdot \varphi, \quad (2)$$

где K — постоянная величина для данного дизеля. Удельный вес воздуха после компрессора:

$$\gamma = \frac{P_k}{R_s T_k}, \quad (3)$$

где P_k и T_k — давление и температура наддувочного воздуха.

Учитывая понижение давления в воздушном тракте дизеля, получим:

$$\gamma_k = \frac{z_{am} \cdot P_0 \cdot \pi_k}{R_s T_0 \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{n-1}{k}} - 1}{\gamma_{ad}} \right)}, \quad (4)$$

где P_0 и T_0 — давление и температура окружающего воздуха; z_{am} — коэффициент сопротивления впускной системы.

Приравнявая уравнения (1) и (2), получим:

$$\mu F_T = \frac{k \cdot n_2 \cdot \gamma_k \cdot \eta_v \cdot \varphi}{\gamma_2 V \sqrt{2gH_2}}. \quad (5)$$

Обозначив соответствующие параметры на уровне моря индексом «0», определим относительное значение μF_T :

$$\frac{\mu F_T}{\mu F_{T_0}} = \frac{n_2 \cdot \gamma_k \cdot \eta_v \cdot \varphi \cdot \gamma_{2_0}}{n_{2_0} \cdot \gamma_{k_0} \cdot \eta_{v_0} \cdot \varphi_0 \cdot \gamma_2} \quad (6)$$

или

$$\frac{\mu F_T}{\mu F_{T_0}} = \frac{n_2 \cdot \gamma_k \cdot \eta_v \cdot \varphi}{\gamma_2}.$$

Таким образом, для оценки требуемого диапазона изменения пропускной способности турбины от оптимального значения для нормальных условий к соответствующим значениям для различных высот необходимо определить параметры, входящие в уравнение (6).

Значение относительных величин коэффициентов наполнения η_v и продувки φ при постоянном числе оборотов n_2 изменяются пренебрежимо мало. Следовательно, для компенсации потери мощности на высоте необходим рост γ_k , что можно представить в следующем виде:

$$\gamma_k = \frac{\gamma_{k_0}}{1 + \frac{\pi_k^{\frac{n-1}{k}} - 1}{\gamma_{ad}}}.$$

Очевидно, что величина γ_1 не зависит от P_0 и T_0 и отражает изменение как π_k , так и *кпо* γ_{k2} . Отношение $\frac{\gamma_k}{\gamma_2}$ зависит прежде всего от α и части тепла, отводимого газами. При постоянных конструктивных параметрах ротора турбины турбокомпрессора пропускная способность и проходное сечение соплового аппарата турбины связаны прямопропорциональной зависимостью (1). Поэтому, изменяя проходное сечение соплового аппарата, изменится пропускная способность и увеличится мощность турбины, а, следовательно, и давление наддува P_k .

Площадь сечения соплового аппарата турбины можно определить по формуле (1) и $\mu F_1 = z_1 \varphi \cdot F_c \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \sqrt{1-\rho}$ [2]:

$$F_c = \frac{G_r}{\gamma_1 z_1 \gamma_2 \sqrt{2gH_r(1-\rho)}}, \quad (7)$$

где $z_1 = 1-1,1$ — коэффициент, равный отношению полного напора, срабатываемого в соплах, к статистическому; $\varphi = 0,94-0,97$ — коэффициент скорости в соплах; $\rho = 0,45-0,5$ — степень реактивности турбины; γ — плотности газов перед турбиной.

Если обозначить нормальное (заводское) проходное сечение соплового аппарата турбины F_n , то относительное значение на данной высоте выразится:

$$\bar{F}_c = \frac{F_{opt}}{F_n}.$$

где F_{opt} — оптимальное проходное сечение соплового венца турбины на данной высоте при выбранном режиме работы дизеля

Экспериментальное исследование влияния атмосферных условий на тракторный дизель проводились на четырехтактном двигателе А-41 без наддува и газотурбинным наддувом при нормальном и варьируемом проходном сечении соплового аппарата турбины.

На всех видах испытаний максимальные величины часовых расходов топлива оставались постоянными. Подготовительные работы стенда с дизелем, а также снятие серии характеристик были выполнены в лаборатории двигателей ЮФ на высоте 1250 м над уровнем моря с последующими переездами на другие высоты (750, 2000 и 3250 м). Двигатель после обкатки испытывался в полной комплектации (вентилятор, генератор, радиатор, воздухоочиститель). Для проведения полной программы исследования разработана и изготовлена передвижная тормозная установка, которая была создана на базе высокопроходимого автомобиля КрАЗ-255Б.

Пределы изменения проходного сечения соплового аппарата были установлены предварительными расчетами. Изменение сечения достигалось изменением высоты лопаток соплового аппарата турбины путем

шлифования их до нужного размера. Для компенсации изменений высоты лопаток были применены специально изготовленные плоские кольца.

Дизель А-41 с турбонаддувом в высотных условиях при сохранении часового расхода топлива и применении соплового аппарата с оптимальным сечением дает возможность частичного восстановления потерянной мощности с существенным обогриванием рабочего процесса (рис. 1).

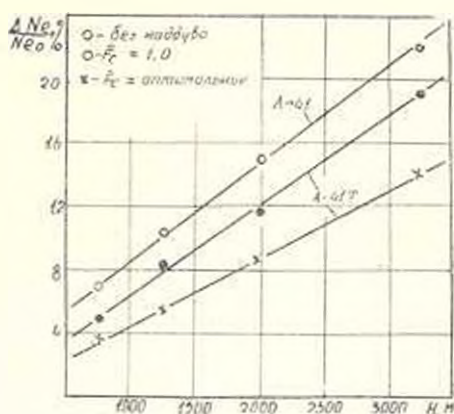


Рис. 1. Зависимости относительного изменения мощности дизелей А-41Т ($N_e = 112$ л. с.) и А-41 ($N_e = 90$ л. с.) от высоты над уровнем моря, H .

Для безнаддувного варианта коэффициент наполнения η_v с повышением высоты несколько ухудшается, понижаясь от 0,825 на высоте 750 м до 0,785 на высоте 3250 м (рис. 3). Уменьшение η_v с высотой происходит за счет того, что по мере увеличения разрежения воздуха уменьшается масса, и, следовательно, скорость впуска воздуха в цилиндры двигателя. Вследствие этого повышаются потери во время такта впуска, несмотря на некоторое улучшение очистки цилиндров от остаточных газов.

Изменение η_v с наддувом при $F_c = 1$ в сравнении с $F_{c\text{опт}}$ незначительно и в тех же пределах изменения высоты несколько повышается, достигая значения 0,91. Незначительное ухудшение η_v при оптимальном F_c происходит вследствие уменьшения отношения P_x/P_r (относительное повышение ΔP_r) в связи с уменьшением сечения соплового венца турбины.

Выводы

1. Применение турбонаддува на дизеле А-41 при работе в высотных условиях весьма эффективно, т. к. позволяет не только повысить эффективную мощность и улучшить топливную экономичность двигателя, но и создает благоприятные условия для протекания рабочего процесса.

Положительный эффект от применения турбонаддува с увеличением высоты становится более ощутимым.

2. Работа дизеля в этих условиях сопровождается некоторым саморегулированием турбины (повышение частоты вращения турбокомпрессора), которое на каждой высоте, вследствие увеличения температуры газов перед турбиной и уменьшения противодавления за турбиной, приводит к увеличению степени повышения давления в компрессоре. Несмотря на это, показатели дизеля при работе на высотах значительно ухудшаются.

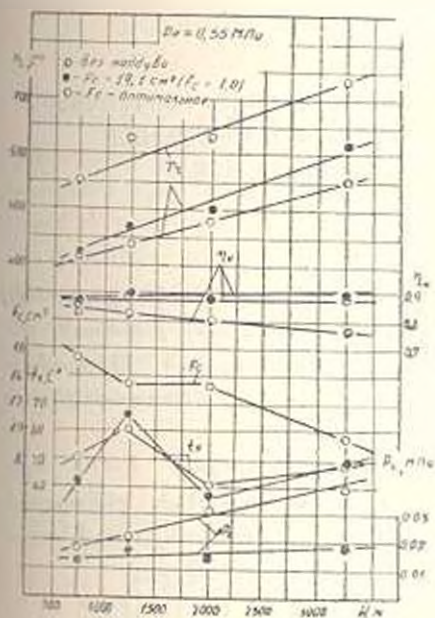


Рис. 2. Сравнительная высотная характеристика дизеля А-41Т при $n = 1750 \text{ об/мин}$: —○— при нормальном (заводском) проходном сечении соплового аппарата турбины, --- --- при оптимальном проходном сечении соплового аппарата турбины на каждой высоте.

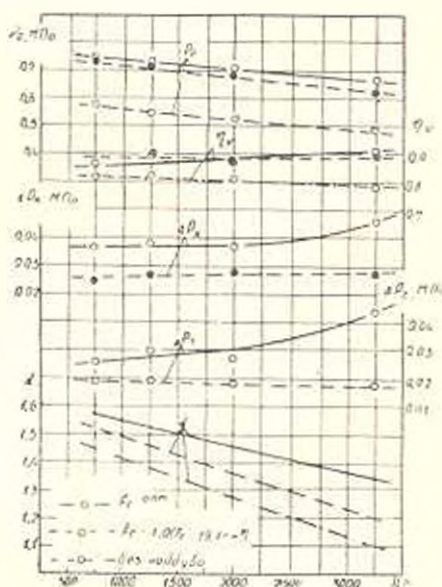


Рис. 3. Зависимости среднего эффективного давления P_e , коэффициента наполнения η_v , избыточных давлений наддува P_k и газов перед турбиной P_g и коэффициента избытка воздуха ΔP_r от высоты над уровнем моря, H .

3. Для данной высоты эффективные показатели двигателя и ТК имеют наилучшие значения при оптимальном проходном сечении соплового аппарата турбины при условии, если отношение давления наддува к давлению газов перед турбиной не меньше 1,05—1,1. Для двигателя А-41 с ТК ТКР-11ЧТЗ установлены следующие оптимальные значения проходного сечения соплового аппарата турбины: от 750 до 1700 м — 15,5 см²; от 1700 до 2500 м — 12,2 см²; от 2500 до 3300 м — 10,1 см².

4. Увеличение количества подаваемого в дизель воздуха (при $\eta = \text{const}$) при работе дизеля А-41Т с оптимальным сечением соплового аппарата приводит к повышению эффективной мощности и снижению удельного расхода топлива на каждой высоте в следующих пределах:

$H = 750 \text{ м} - \Delta N_e/N_{e0} = 3,35\%$ и $\Delta g_e/g_{e0} = 3,65\%$; $H = 1250 \text{ м} - 3,92$ и $3,55\%$; $2000 \text{ м} - 3,53$ и $3,57\%$; $3250 \text{ м} - 5,56$ и $4,04\%$.

5. Установленные значения оптимальных проходных сечений сопловых венцов могут служить основой не только для перенастройки ТК ТКР-11 на различные высоты, но и предпосылкой для создания и осуществления системы регулируемого наддува дизеля А-11Т при работе в высотных условиях.

КОФ ЦНПО НАИИ

25. VII 1982

Ի. Ս. ԱՅՎԱԶՅԱՆ

ԲԱՐՁՐՈՒՆՔԱՅԻՆ ՊԱՅՄԱՆՆԵՐՈՒՄ ՏՈՒՐՐՈԿՈՄՊՐԵՍՈՐԻ ՓՈՂԱԿԱՅԻՆ ՈԱՐՔԻ ԱՆՑՈՒՄԱՅԻՆ ԿՏՐՎԱԾՔԻ ՓՈՓՈԽՄԱՆ ԴԻԱՊԱԶՈՆԻ ԱԶԳԵՑՈՒԹՅՈՒՆՈՂ ԴԻԶԵԼԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՎՐԱ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. մ.

Հոգաւածում շարադրւած են դիզելի ներմզման ճնշման կարգաւորման հետազոտութիւնները՝ կախւած ծովի մակերեւոյթից տարբեր բարձրութիւններից: Տեսականորեն հիմնաւորւած տվյալները հաստատւած են իրական բարձունքային պայմաններում կատարւած փորձարարական հետազոտութիւնների միջոցով:

Արդշունքում պարձնական առաջարկութիւններ են արվում А-11Т շարժիչը ТКР-11 աւարտիումըրեսորի հետ համառոտ աշխատանքի ընթացքում հզորութեան կորստի փոխհատուցման, ինչպես նաև վառելանյութի խնայողութեան լավագոյն համար, կախւած բարձունքային պայմաններից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Портнов Л. А. Быстроходные трубопоршневые двигатели с воспламенением от свечи. М.: Машино, 1963. 267 с.
2. Иванченко И. И. Наддув дизелей с камерами в поршнях. Труды ЦНИДИ, ОНТИ, вып. 10, 1960 — 42 с.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

С. С. ГАСПАРЯН, Г. Е. РЫЛОВ

УСТРОЙСТВО КОМПЕНСАЦИИ ФЛУКТУАЦИЙ
УГЛА ПРИХОДА ОПТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

Устройства компенсации «блуждания» оптического луча на случайных неоднородностях среды распространения, задающие предельное положение фронтов с помощью «активной» оптики, получают в последнее время широкое распространение [1].

В работе предлагается вариант устройства компенсации наклона фронта оптической волны, прошедшей турбулентную среду (рис.). В основу положена идея измерения наклона фронта приходящей на приемник волны и задания соответствующего направления распространения исходящего луча.

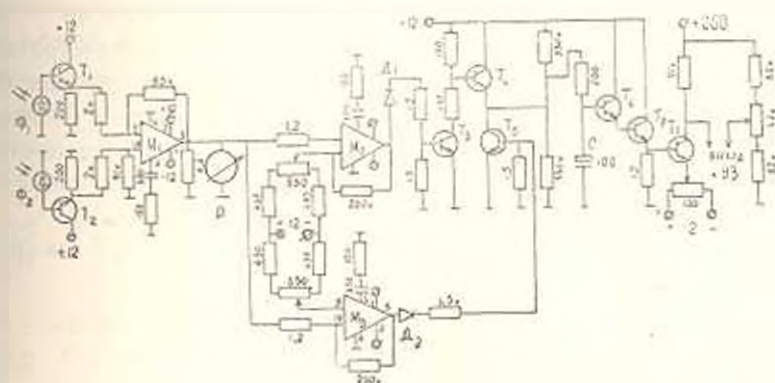


Рис.

Измерение наклона фронта волны и управление зеркалом, задающим направление распространения излучения, осуществляется в двух блоках. В первый блок, являющийся анализатором угла прихода, включены длиннофокусный ($F \sim 10$ м) объектив, четырехгранная призма с зеркально отражающими гранями, размещенная в фокальной плоскости, и четыре фотоприемника (ФД 24 К). Фокальное пятно (положение «центра тяжести» пятна связано с эффективным углом прихода излучения, «размытие» при этом не учитывается) разбивается вершиной пирамиды на части, интенсивности которых преобразуются в напряжение фотоприемниками $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_4$. Напряжение с выходов фотоприемни-

ков подается на второй блок к схеме дифференциального усилителя (аналогичный блок для второй степени свободы зеркала). На выходе M_1 напряжение пропорционально разности входных напряжений (смещению «центра тяжести» фокального пятна) и контролируется осциллографом P . Если $U = U_1 - U_2 > \varepsilon$, либо $U < -\varepsilon$, что соответствует углу прихода вне допустимых пределов, определяемых ε (ε задается величиной смещения на прямом и инверсном входах M_2 и M_3 , соответственно), то на выходе компаратора M_2 или M_3 — в зависимости от знака разности — появляется напряжение, отпирающее транзистор T_4 (T_5), обеспечивая тем самым заряд (разряд) емкости C . Повторенное (T_6 , T_7) и усиленное (T_8) напряжение на емкости является управляющим для зеркала. Отклонение зеркала в двух плоскостях осуществляется парой биморфных пьезоэлектрических пластин.

Анализ алгоритма работы устройства дает требования к быстродействию (подразумевается, что инерционность исполнительного устройства менее τ_1 ; максимальная скорость изменения направления данного устройства больше 0.3 град/с):

$$U \frac{\theta}{\tau_2} < 2\varepsilon,$$

где U — управляющее напряжение; θ — время обратной связи; τ_2 — постоянная времени заряда емкости C .

В нашем случае реакция блока управления не хуже 10^{-2} с , что удовлетворительно практически для любой среды распространения. Чувствительность указанных приемников света позволяет управлять без принятия дополнительных мер излучением малой мощности (1 мВт) в условиях распространения в турбулентной атмосфере на расстояния до нескольких километров.

ИФН АН АрмССР

18.11.1983

ЛИТЕРАТУРА

1. Харди Дж. Д. Активная оптика. — ТИИЭР, 66, 6, 1978, с. 31—85.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

А. А. САРԻԽԱՆԻԱՆ

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ УДАРНОГО КЛАПАНА
 ГИДРОТАРАНА

Задача исследования движения ударного клапана гидротарана (рис. 1) должна преследовать цель — определить параметры гидротаранной установки, обеспечивающие эффективность работы, т. е. «прямой» гидравлический удар.

В процессе истечения жидкости вблизи ударного клапана меняется форма живого сечения и при выходе получается сжатое сечение, где линии тока становятся параллельными, а давление — атмосферным. При истечении жидкость действует на клапан силой, обуславливающей потери напора в ударном узле.

В этих условиях уравнение движения ударного клапана имеет вид:

$$M \frac{d^2 S}{dt^2} + Mg = p F \zeta_{\text{у.к.}} \frac{v^2}{2}, \quad (1)$$

где M — масса клапана; S — ход клапана; F — площадь выходного отверстия; $\zeta_{\text{у.к.}}$ — коэффициент сопротивления клапана, который изменяется по закону [3]:

$$\zeta_{\text{у.к.}} = \zeta_{\text{у.к.}} \frac{S_0}{S_0 - S}; \quad (2)$$

v — скорость движения жидкости в питательной трубе.

В период закрытия ударного клапана изменение скорости определяем из уравнения неустановившегося движения, которое для сечений 1—1 и свободной поверхности в питательном бассейне (рис. 2) представится в виде:

$$H_1 = \frac{l_1}{g} \cdot \frac{dv}{dt} + (\zeta_r + \zeta_{\text{у.к.}}) \frac{v^2}{2g} + \frac{d_1^5}{16D^3 S_1^2} \frac{v^3}{2g}. \quad (3)$$

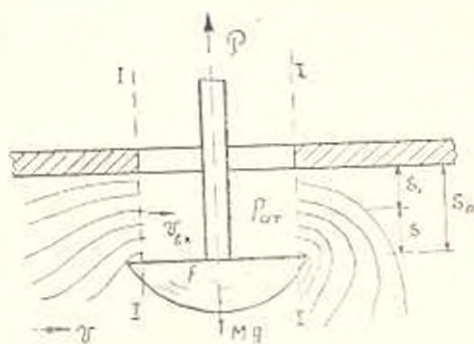


Рис. 1. К закрытию и открытию ударного клапана.

Здесь ζ_c — коэффициент гидравлических сопротивлений системы; d_1, D — диаметры питательной трубы и выходного отверстия.

Уравнения (1) — (3) образуют замкнутую систему, из которой на ЭВМ можно определить зависимость v, S от t и время закрытия клапана.

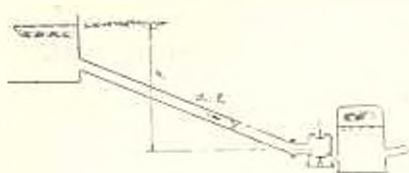


Рис. 2. Схема таранной установки.

а из условия образования "прямого" гидравлического удара — размеры клапана и установки. Начальными и граничными условиями задачи будут: $t = 0$; $ds/dt = 0$; $S = 0$; $v = v'$, где v' — скорость жидкости в питательной трубе, при которой начинается закрытие ударного клапана.

В (1) выразив скорость неустановившегося движения через скорость установившегося движения [1, 2] и интегрируя при начальных условиях $t = 0, S_1 = 0, V = V_0$, получим:

$$S_1 = g \frac{t^2}{2} + \gamma \frac{F}{M} \zeta_{c, \text{к-д}} v' \left(2z_1 \ln \operatorname{ch} \frac{t}{2z_1} - \frac{t^2}{4z_1} \right) + V_0 t, \quad (4)$$

где v_0 — скорость установившегося движения жидкости в питательной трубе.

После преобразований, опустив члены высшего порядка, вместо (4) получим:

$$S_1 = g \frac{t^2}{2} + V_0 t, \quad (5)$$

что соответствует закону свободного падения с начальной скоростью V_0 .

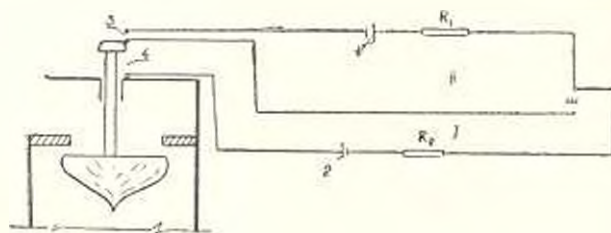


Рис. 3. Электрическая схема для измерения времени разгона, нагнетания, открытия и закрытия ударного клапана. 1, 2 — источники питания; 3, 4 — контакты; 5 — ударный клапан; 6 — шлейф осциллографа П 102.

Принятая схема расчета времени открытия и закрытия клапана проверялась опытным путем, для чего ударный клапан тарана вводился в электрическую цепь (рис. 3). Опыты проводились при различных ходах ударного и нагнетательного клапанов, различной массе ударного клапана и отношениях нагнетательного и питательного напоров.

Результаты опытов дали хорошее совпадение с расчетными данными, и показали, что при небольших отношениях напоров ударные кла-

паны закрываются медленно. Чтобы уменьшить время закрытия, необходимо создать условия для быстрого достижения стационарной скорости, что возможно при короткой питательной трубе. Но чрезмерное сокращение ее длины приводит к потере производительности тарана, поэтому длина питательной трубы выбирается из оптимального режима [2].

Ер1111 им. К. Маркса

10. XII 1982

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Мостков И. А. Опыт теории гидроударных машин. Труды энергетического сектора АН Груз. ССР, Тбилиси, 1945. — 110 с.
2. Онесян В. М. Гидравлический таран и таранные установки. — М. Машиностроение, 1968. — 121 с.
3. Исхандилян А. А. Исследование влияния различных факторов на работу гидравлического тарана и выбор оптимальных параметров. — Дис. ... канд. тех. наук, Ереван, 1965. — 156 с.

ՀԻՄՆԱՎՈՒԿԱՆ ՀԻՊՐՈՏԻՏԵՆԻՎԱԿԱՆ

Ջ. Ի. Խոսեայան: Հեղուկային կենտրոնախույս ախտաձոր զատիչների արտադրողականության հաշվարկի վերաբերյալ	1—57
Հ. Վ. Խոսեայան: Կողային ջրաթափի հիդրափիկական հաշվարկը ոչ պրիզմատիկ տեսքերում	3—78
Դ. Ի. Մխիթարյան: Բնական պայմաններում և ֆիզիկաթիմիական հիդրոդինամիկայի մեթոդով աղերի մասսատեղափոխման պրոցեսներին հետազոտման մի քանի արդյունքների մասին	2—88
Ի. Շ. Նուրիջանյան, Է. Հ. Խույստյան: Ընդման սկզբնական գրոդինոտի ազդեցությանը համախմբման պրոցեսի վրա	5—22
Լ. Ի. Տարալյան, Վ. Ի. Սարգիսյան, Ա. Վ. Շիրանով: Շրջանաձև տեսք ունեցող արտադրաթուփերի պահեստարանների հեղուկի զտման մասին	1—45

ՋԵՐՄՈՏԻՏԵՆԻՎԱԿԱՆ

Պ. Լ. Ազուրյան, Ի. Կ. Ներսիսյան: Տրանսֆորմատորների ուղղահայաց առաջ պատերի վրա ազատ կոնվեկցիան և ջերմափոխակցումը գործնականորեն հաշվարկելի միջավայրում	5—48
Ի. Ի. Այվալյան: Բարձրագույն պայմաններում տուրբոկոմպրեսորի փոքրակայան տուրբո անցումային կարգավորի փոփոխման դիսպոզիտի ազդեցությունը դիզելի աշխատանքի վրա	6—43

ԳԻՏԱԿԱՆ ԱՈՒԹԻՒՄ

Ի. Հ. Առաքելյան: Մոնիթինգային մեկրոնկրայափոխյան ընտելադրերի սրույումը շիջահղականության մշակումից հետո	2—44
Ի. Ի. Գապարյան, Գ. Կ. Իֆիլով: Օպտիկական հոտադալթման զալու անկյան չեղումները ազդանքերից համասարք	6—49
Ջ. Ի. Խոսեայան: Ձառման արդյունավետության վրա ափսիների հալուցումային բեռնման ծախսերի ազդեցության հետազոտումը	5—47
Ա. Ի. Խաչիկյան, Ի. Ի. Շիրիջյան: Որոշ երկրաչափական տեղադրությունների եկատմամբ թերալարվածային գիծուկի կայունության մասին	2—49
Վ. Վ. Մեղիկով, Դ. Ի. Էլիլին: Բնական լեռնատեղափոխումով ազդիտլիկտրոնային սարքերի կայունացված ջերմատիճանային դաշտերի հաշվարկման մեթոդ	3—42
Ա. Ա. Սարգիսյան: Հիդրոտարանի հարվածող կափույրի շարման հետազոտումը	6—51
Ս. Հ. Փարսմյան, Փ. Մ. Տարեև, Բ. Յու. Ռանգրուբ: Կարելների էկրանավորումը մետաղապատված թաղանթներով	3—46

ԳԻՏՈՒԹՅԱՆ ԿՈՐԾՈՒՄՆԵՐ

Ֆ. Տ. Սարգսյանի ծննդյան 60-ամյակի առթիվ	5—39
---	------

СОДЕРЖАНИЕ

XXXVI тома журнала «Известия АН АрмССР (серия технических наук)»

МАШИНОСТРОЕНИЕ

- В. А. Алабян, К. С. Бабалян. Исследование особенностей шумообразования в станках для целей вибродиагностики 6—17
- С. А. Бабалян. Основы теории процесса струйно-абразивной обработки 1—3
- А. И. Борисенко. Оптимизация углов давления в плоских шестизвенных механизмах путем рациональной компоновки составляющих четырехзвенников 1—23
- А. К. Геворкян. Влияние случайных факторов на величину коэффициента вращения предела выключения зуба зубчатого колеса 1—28
- М. В. Касьян, П. М. Есаян. К вопросу о колебательной неустойчивости суппортной группы токарного станка 2—3
- М. М. Мартиросян, А. М. Симонян. К вопросу об опрессовке тонкостенных труб из композиционного материала 4—12
- Л. М. Мурадян, Р. Н. Барсегян. Напряженно-деформированное состояние хрупкого затвердевающего сплава 4—17
- Р. С. Овсепян. Активная компенсация гармонических шумовых волн приращиваемых вокруг их источника компенсатором 2—9
- Г. А. Петросян, Г. Г. Нерсисян. Об одной численной программе исследования процессов формирования пористых материалов в конических матрицах методом конечных элементов 1—3
- М. Г. Стакян, Н. С. Исаханян. Исследование сопряжения усталости шпоночных соединений 6—9
- А. Г. Харатян. Упрощенный алгоритм синтеза пространственных незамкнутых кинематических цепей 6—3
- И. И. Янко, Г. Д. Петросян, М. Г. Стакян. Повышение надежности выключателей деталей машин поверхностным пластическим деформированием 5—6

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА, СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

- А. П. Кириллов, А. В. Минасян. Рациональное использование несущей способности динамических систем при комбинированном повреждении 3—3
- Н. Х. Кулиджанов. Определение краевых напряжений по подшивке круглого фундамента, работающего неопасным сечением 2—18
- А. Г. Мелик-Баян. Некоторые вопросы подобия при динамических нагрузках 1—9
- А. О. Саакян, Ю. Х. Газарян, Р. А. Котикян. Особенности образования и раскрытия трещин в монолитных железобетонных ядрах жесткости с проемами при действии горизонтальных нагрузок 4—31
- В. А. Смирнов, К. Б. Шербиня. Определение частот и форм колебаний прямоугольных пластинок методом голографической интерферометрии 4—10

ЭНЕРГЕТИКА

- Л. Г. Агекян. Оценка динамической устойчивости трехмашинной схемы, включающей передачу постоянного тока 5—15
- Г. Т. Адоц, А. А. Арутюнян, А. М. Аракелян, В. И. Саакян. Расчеты технологического расхода энергии в электрических сетях энергосистем 6—23
- Ш. А. Эмяян. Решение одной задачи оптимизации с запаздывающим управлением методом динамического программирования 3—8

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

- Н. Г. Никитян* Испытание асинхронных электродвигателей методом двух частот 2—24
- Т. М. Измели, С. М. Овсенян* К расчету коэффициентов увеличения активного и реактивного сопротивления круглого стержня демпферной обмотки ротора 1—14

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

- С. С. Аветисян* Об оптимальных периодах проведения профилактических работ 2—29
- Ш. Е. Бакоян, Ю. М. Гаспарян* Вопросы разбиения и объединения дискретных схем 1—27
- В. К. Брутян* О синтезе марковских управляющих систем со случайно изменяющимися коэффициентами 3—13
- Ю. М. Гаспарян, В. М. Моисесян* Определение коэффициентов весовостей при комплексной оценке качества изделия на основе результатов контроля 6—10
- Л. А. Григорян, Г. Н. Маркаров* Вероятностный анализ динамического перераспределения информации в запоминающих устройствах на цилиндрических магнитных дисках 5—26
- А. С. Даниелян, Г. Г. Марджанян, Г. Г. Арутюнц, В. А. Барсегян, С. С. Хачатрян* Оптимизация квазистатического режима в трубчатом реакторе при ограничении по средней производительности 5—33
- М. А. Карпетян* Модель оптимизации династий неисправностей и квазиоднородных структурах 1—33
- А. М. Мирзоян, Г. А. Кунтарджян* Модифицированный алгоритм экстремального управления инерционными объектами при наличии горизонтального трибфа нелинейной статической характеристики 3—21
- С. С. Мусесян* Построение цепных схем двоичных последовательностей максимальной длины 1—20

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

- Г. Т. Арсений, О. В. Леонен, А. С. Шахматян* Передаточные функции в анализе динамических характеристик сенсоров СТК и СВК с активным фильтром 3—26
- А. М. Бархударян, Р. А. Моисесян* Гидродинамическое инейдирование при различных скоростях повышения и понижения уровня жидкости 1—45
- А. М. Бархударян, Р. А. Моисесян, П. В. Амбарцумян* Определение превышения при гидродинамическом неустойчивости 2—33
- В. Н. Кулешов, Р. Г. Акоян* Об ограничениях на минимально допустимые расстояния при измерениях динамических параметров ФАР в зоне раскрытия 3—32
- Б. М. Мамиконян, С. А. Варданян* Тонкопленочный бесконтактный преобразователь тока 6—31

ЭЛЕКТРОННАЯ ТЕХНИКА

- Р. Г. Акоян* Анализ шумов параметрического преобразования частоты 5—38
- Н. В. Вардианян* Анализ пульсаций выходного напряжения импульсных регуляторов постоянного напряжения 6—38
- К. А. Гулгошарян, М. А. Кучурян* Высокочастотный фотоэлемент в режиме геродиширования 1—40

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОТЕХНИКА

- Г. И. Мхитарян.** Некоторые результаты исследования процессов массопереноса солей, полученные в натуре и методом физико-химической гидродинамики 2—34
- С. Ш. Нуриджанян, Э. А. Хачатрян.** Влияние начального градиента напора на процесс консолидации 5—22
- М. И. Таракчян, В. С. Саркисян, А. В. Шибанов.** О фильтрации протекания из хранилища круглой формы 1—45
- О. В. Токмаджян.** Гидравлический расчет бесколлоидного водовывода в непрямоугольном русле 3—38
- Д. С. Торосян.** К расчету пропускной способности жидкостных центробежных турбинчатых сепараторов 1—51

ТЕПЛОТЕХНИКА

- П. Е. Азизян, С. Г. Нерсисян.** Свободная конвекция и теплообмен вертикальной нагретой стенки трансформатора и практически «жесткой» пространстве 5—12
- Р. С. Айвазян.** Влияние диапазона изменения проходного сечения соплового аппарата турбокомпрессора на работу дизеля при высотных условиях 6—11

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

- А. А. Аракелян.** Определение характеристик микрогеометрии поверхности после струйно-абразивной обработки 2—45
- С. С. Гаспарян, Г. Е. Рылов.** Устройство компенсации флуктуаций угла прихода оптического излучения 6—19
- С. Г. Карамян, Б. М. Тарсен, Б. М. Бриндзар.** Экранирование кабелей металлизированной пленкой 3—16
- В. В. Меньшиков, Б. С. Эвлиян.** Метод расчета стационарных температурных полей в радиоэлектронных аппаратах с естественной конвекцией 3—12
- А. А. Саруханян.** Исследование движения ударного клапана гидротарана 6—51
- Д. С. Торосян.** Исследование влияния способа загрузки пакета тарелок на эффективность сепарирования 5—47
- А. С. Хачикян, Р. А. Ширинян.** Об устойчивости малонапряженного состояния к некоторым геометрическим дефектам 2—19

ПЕРСОНАЛИИ

- К 60-летию со дня рождения Ф. Г. Саркисяна 5—39

Ր Ր Վ Ա Ն Գ Ա Կ Ո Ւ Ի Յ Ո Ւ Ն

էջ

ՈՒՔՆԱՆՆԻՈՒԹՅՈՒՆ

- Ա. Գ. Խոտաւայան: *Տարածական բաց կենեմատիկական շղթաների նախադման պարզեց-
ված ալգորիթմ* 3
- Ա. Պ. Ստալլան, Ն. Ս. Խախաւան: *Երկթափոր միադումների հոգնածալին դիմադրության
հետազոտումը* 5
- Ա. Ա. Ավագյան, Կ. Ս. Սարսյան: *Հաստացնելով աղմուկի առաջացման առանձնահատկու-
թյունների հետազոտումը թրթրոսային ախտորոշման նպատակներով* 17

ԷՆԵՐԵՏԻԿԱ

- Հ. Տ. Աղսեյ, Ա. Ա. Հարությունյան, Ա. Ս. Առաքելյան, Վ. Ե. Սահակով: *Էներգահամակար-
գների էլեկտրական ցանցերում էներգիայի տեխնոլոգիական ծախսերի հաշվարկները* 25

ՀԱՇՎՈՂԱԿԱՆ ՏՆՆՆԻԿԱ

- Ճու. Մ. Խառարյան, Վ. Մ. Մալսեւյան: *Ստուգման արդյունքների հիման վրա արտադրան-
քի բրակի նմրոզչական զննչատան պեպրում կրօսային զործակեցների որոշումը* 29

ԶԱՓՈՂԱԿԱՆ ՏՆՆՆԻԿԱ

- Դ. Ս. Մամիկոնյան, Ս. Հ. Վարդանյան: *Հոսանքի բարեկարգման լինիաների անկոնստանտ փո-
խակերպի* 34

ԷԼԵԿՏՐՈՆԱԶԻՎ ՏՆՆՆԻԿԱ

- Վ. Վ. Վարդանյան: *Հաստատուն լուրման իմպուլսային կորզավորիչներում ելրային լարման
բարախումների գնդումումը* 38

ՋԵՐՄՈՏՆԵՄԻԿԱ

- Ե. Ս. Ալվալյան: *Բարձրաւնջային սյուլմաններում ասորբկամպրեսորի փողրակային ասրքի
անցումային կորվածքի փոփոխման դիսպոզիցիոն ալգորիթմները զննելի աշխա-
տանքի գրու* 43

ԳԵՏԱԿԱՆ ՆՈՒՐՈՒ

- Ա. Ս. Գաուպարյան, Գ. Ն. Սիլով: *Սպոնկական հատադայիման զալու անկյան շնչումները
ալգորիթմով համասարը* 47
- Ա. Ա. Սարսիւսյան: *Հիդրատարանի հարվածող կափուլրի շարման հետազոտումը* 51

СОДЕРЖАНИЕ

Стр

МАШИНОСТРОЕНИЕ

кинematicических цепей.	31
А. Г. Хиратян. Упрощенный алгоритм синтеза пространственных незамкнутых	
М. Г. Стакян, И. С. Исакян. Исследования сопротивления усталости шпоноч-	
ных соединений	
В. А. Авакян, К. С. Бадалян. Исследования особенностей шумообразования в	
станках для целей вибродиагностики	17

ЭНЕРГЕТИКА

Г. Г. Адоиц, А. А. Арутюнян, А. М. Аракелян, В. И. Саинов. Расчеты технологи-	
ческого расхода энергии в электрических сетях энергосистем	23

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Ю. М. Гаспарян, В. М. Монсегян. Определение коэффициентов весомостей при	
комплексной оценке качества изделия на основе результатов контроля	32

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Б. М. Маликович, С. О. Варданян. Тонкопленочный бесконтактный преобразо-	
ватель тока	31

ЭЛЕКТРОННАЯ ТЕХНИКА

В. В. Варданян. Анализ пульсаций выходного напряжения импульсных регуля-	
торов постоянного напряжения	38

ТЕПЛОТЕХНИКА

Р. С. Айвазян. Влияние диапазона изменения выходного сечения соплового ап-	
парата турбокомпрессора на работу двигателя при высотных условиях	43

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

С. С. Гаспарян, Г. Е. Рязан. Устройство компенсации флуктуаций угла прихода	
оптического излучения	49
А. А. Саруханян. Исследование движения ударного клапана гидротарана	
	51

