

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

издается с 1947 г.

Журнал выходит 6 раз в год на русском языке

Կ Մ Յ Ա Գ Ր Ա Կ Ա Ն Կ Ո Ը Ն Գ Ի Ա

Կասյան Խ. Վ. (պատ. խմբագիր), Ադոնց Հ. Տ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Ալեքսեևսկի Վ. Վ., Անանյան Ա. Կ., Զաղոյան Մ. Ա., Հակոբյան Ռ. Ն.,
Սարգսյան Յու. Լ., Ստեփանյան Մ. Գ., Տեր-Ազարե Ի. Ա.,
Փինաճյան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Գլխավոր խմբագիր Ստեփանյան Զ. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Касьян М. В. (ответ. редактор), Адоиц Г. Т. (зам. ответ. редактора),
Алексеевский В. В., Анания А. К., Акопян Р. Е., Зидоян М. А.,
Пинаджин В. В. (зам. ответ. редактора), Саркисян К. Л.,
Стакин М. Г., Тер-Азарьев И. А.
Ответственный секретарь Степанян Э. А.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. С. АМБАРЯН

РАСШИРЕННАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМЫ ЗУБЧАТЫХ
ЗАЦЕПЛЕНИЙ

Классификации зубчатых зацеплений посвящено множество работ, из которых наиболее полными являются труды Гавриленко, Пенькова, Ерихова [1] и др. В указанных работах, целью которых является правильный выбор зубчатого зацепления с конкретными эксплуатационными свойствами, для классификации выбраны признаки, характеризующие назначение передачи, процесс образования рабочих поверхностей зубьев, форму их контакта, расположение и т. д.

Все эти признаки рассматриваются для передач с обычными жесткими зубьями, которые в работе и состоянии покоя, при равномерных и динамических режимах практически не меняют первоначальную геометрию рабочего профиля зубьев. Однако, существуют такие передачи, которые при динамических условиях работы позволяют геометрические изменения контактирующих поверхностей, качественные изменения формы контакта зубьев и положения расчетной точки относительно осей вращения зубчатых колес.

Имеющиеся классификации передач не отражают указанные явления и особенности работы зуба. В них не учтен фактор существования жесткого или обычного, полужесткого и упругого, цельного или сборного, обработанного предварительно или образованного непосредственно в процессе зацепления зуба.

С целью обоснования новой классификации системы зубчатых зацеплений рассмотрим некоторые зубчатые передачи, которые имеют те или иные особенности и переменный характер работы.

Экспериментально доказано, что характер работы жесткого зуба можно изменить применением упругого зубчатого венца из пружинной стали, который смещая опасное сечение зуба на некоторый угол, увеличивает несущую способность описанного зуба, примерно, в 1,05—1,2 раза [2].

Сравнивая работу указанного полужесткого зуба с жестким, замечаем, что упругий венец меняет размеры контактирующих поверхностей: в нагруженном состоянии, когда основание ведущего зуба 2 соприкасается с головкой зуба 2' ведомого, упругий элемент перераспределяет

нагрузку с головки на всю поверхность жесткого зуба. Если рассмотреть работу зубьев 2' и 1 (рис. 1), то для полюса зацепления Р нагрузка при помощи упругой ленты распределяется, начиная с этой точки до основания жесткого зуба. В данном случае распределение нагрузки по поверхности жесткой части зуба имеет переменный характер и зависит от многих факторов, в частности, от способа закрепления упругого элемента во впадинах зубьев.



Рис. 1. Зацепление зубьев с упругим лентом.

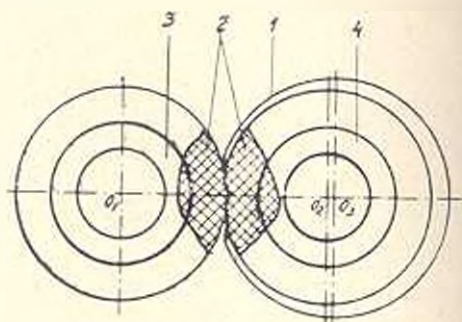


Рис. 2. Зацепление с мгновенно генерируемыми зубьями.

Описанная конструкция не исчерпывает все разновидности передач с переменной характеристикой. Например, нами испытаны передачи, где на колесах зубья заранее не обрабатываются, а мгновенно генерируются в зоне зацепления зубогенератором 1 за счет местных деформаций на упругих телах 2, закрепленных на металлических ступицах 3 и 4 (рис. 2). Для упругих тел хорошим материалом служит полиуретан, обладающий достаточной долговечностью и способностью к местным деформациям. К вышеописанному зацеплению можно отнести и такие, у которых обычное зубчатое колесо мгновенно генерирует зубья на гладкой упругой поверхности парного колеса. В обоих случаях генерированные зубья, проходя зону зацепления и выполняя полезную работу, исчезают с прекращением воздействия в первом случае зубогенератора, а во втором — обычного зубчатого колеса.

Весьма интересные особенности имеет передача с полужесткими зубьями [3], где полужесткость зубьев достигается наличием свободных краев зубьев (рис. 3). Свободные края, возникающие за счет торцовых проточек под основания зубьев, при зацеплении зубчатых колес с погрешностями изготовления или монтажа, например, при наличии угла скрещивания β осей колес, под нагрузкой деформируются, обеспечивают повышенную прилегаемость сопряженных поверхностей и демпфируют ударный характер передачи. При малых нагрузках эти деформации могут быть незначительными, а прилегаемость сопряженных поверхностей — крошечной. В зависимости от изменения условий работы, погрешностей монтажа и износа рабочих поверхностей, протяженность и расположение контакта между зубьями передачи изменяется.

Наличие податливых участков, по расчетам и данным экспериментов, позволяют повысить не только несущую способность и точность передачи, но и снижают ее шум на 5—8 дБ. Следовательно, зацепления с переменными свойствами действительно существуют, жизненны и их классификацию считаем необходимой.

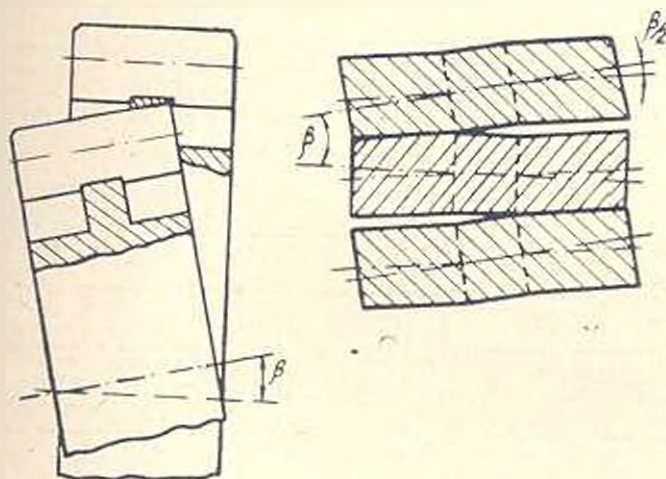


Рис. 3. Колесо со свободными краями зубьев.

Однако, описанные конструкции нельзя охватить существующими классификациями вообще, и классификацией [1] в частности, потому что они не учитывают зацепления с переменным характером.

Вновь предлагаемая расширенная классификация системы зацеплений имеет вид, представленный на рис. 4.

Принципиальной новизной рассматриваемой классификации является введение двух новых категорий, после чего происходит «раздвоение» существующих понятий оценки зубчатых зацеплений, общепринятых методов их классификаций и т. д.

Нами предлагается две новые категории:

- зацепления с постоянной характеристикой;
- зацепления с переменной характеристикой.

Зацепления с постоянной характеристикой в статическом и динамическом состояниях имеют постоянную геометрию и стабильную форму контакта сопряженных поверхностей зубьев. Как правило, зубья зацепляющихся колес данной категории обрабатываются одной из известных схем зубообработки и имеют сравнительно высокую жесткость.

Зацепления с переменной характеристикой в работе и в состоянии покоя зачастую имеют переменную геометрию и форму контакта сопряженных поверхностей.

Чтобы не создалось ложное представление о непригодности зацеплений с переменной характеристикой, отметим, что переменность в этих случаях не является бесконечной: она лишь отражает изменения характера работы зацепления (при пуске, останове, динамическом характе-

ре работы) и со стабилизацией режимов работы исчезает. В случае возникновения новых факторов, возмущающих стабильность работы зацепления, происходит соответствующая коррекция характера касания сопряженных поверхностей зубьев, которая для данных условий является стабильной и оптимальной.

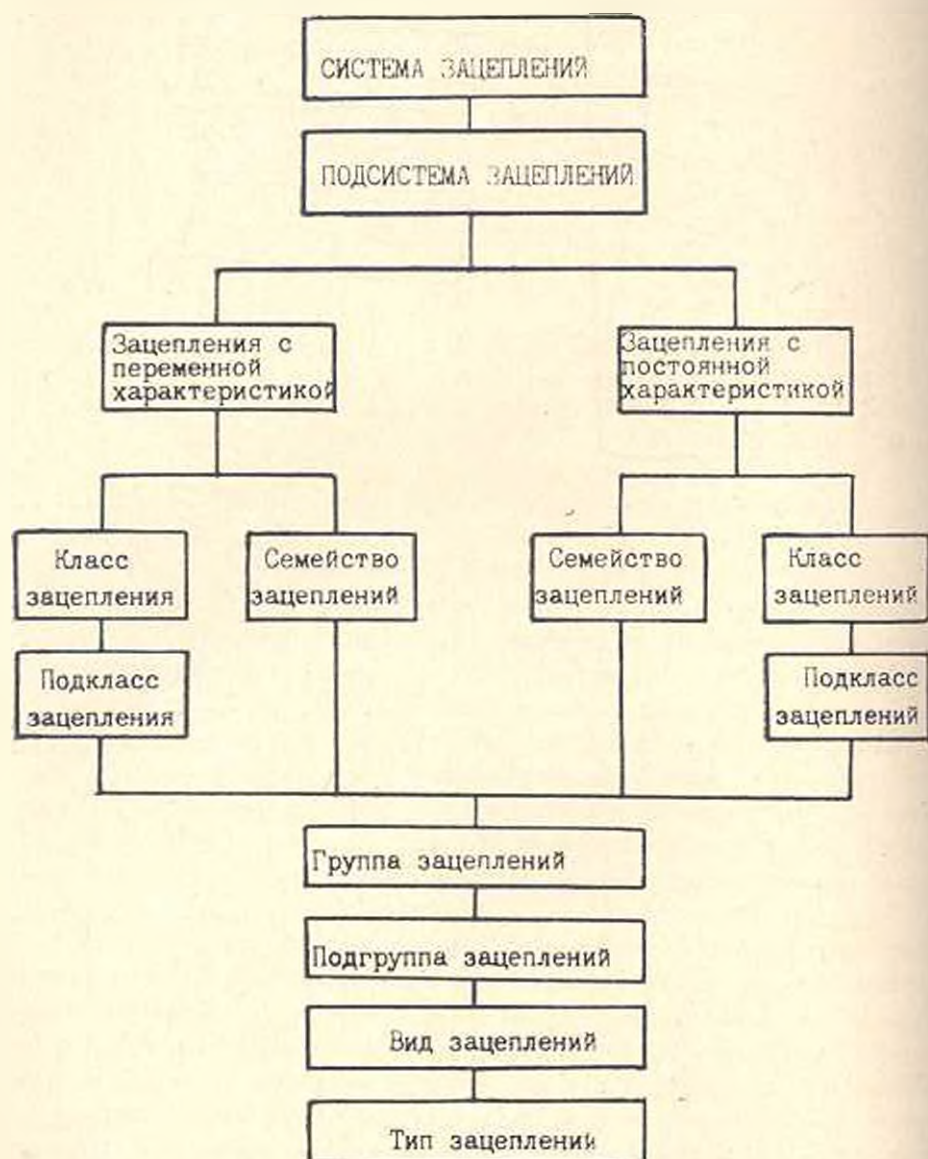


Рис. 4. Классификация системы зубчатых зацеплений

Каждая новая категория зацеплений с постоянной и переменной характеристиками и предложенной классификации должна иметь соответствующие семейства, классы и подклассы.

Нами предлагаются три семейства зацеплений с переменной характеристикой.

1. Семейство зацеплений с частично видоизменяющейся образующей сопряженных поверхностей.

2. Семейство зацеплений с видоизменяющейся образующей сопряженных поверхностей.

3. Семейство мгновенно генерируемых зацеплений.

Первое семейство зацеплений имеет такую сопряженную поверхность, которая при переходе зацеплений из статического состояния в динамическое частично видоизменяется, но не теряет свойственные ему геометрические свойства (рис. 1).

Для зацеплений второго семейства характерно то, что сопряженные поверхности теряют свои первоначальные геометрические параметры, например, эвольвентная поверхность на месте контакта превращается в плоскую или вогнутую поверхность.

Семейство мгновенных зацеплений характеризуется генерированием зубьев в зоне зацепления (рис. 2). Подобные зацепления могут иметь переменный характер работы, если нормальная сила в зацеплении будет переменной. В этом случае переменность выражается в полном или неполном генерировании высоты зуба, что в свою очередь сказывается на несущей способности передачи.

Категория «класс» для зацеплений с переменной характеристикой определяется не только совокупностью характеристик станочного зацепления, но и дополнительными категориями, например:

— характером взаимодействия между гибким элементом и жестким зубом;

— количеством податливых участков на одном зубе;

— характером образования зубьев (мгновенное генерирование зубьев только на одном колесе, на двух зацепляющихся колесах одновременно и т. д.);

— возможностью образования на одном зубчатом колесе зубьев переменного направления при помощи зубогенераторов соответствующей конструкции (прямые и косые зубья);

— конструкцией зуба (упругий, полужесткий, цельный, сборный и т. д.).

Предложенная классификация завершается общезвестными категориями — группа, подгруппа, вид и тип, которые являются общими для всех зацеплений.

Группа характеризуется постоянством и переменностью передаточного отношения. Если переменность передаточного отношения для зацеплений с постоянной характеристикой не находит широкого использования из-за трудностей обработки зубьев на некруглых колесах, то для мгновенных передач это не является проблемой. Для этого достаточно изготовить гибкие эксцентричные тела 2 и между ними пропустить зубогенератор 1 (рис. 2).

Подгруппа зацеплений характеризуется точностью передаточного отношения.

Вид зацеплений характеризуется относительным расположением осей вращения зубчатых колес в рабочем зацеплении.

Принадлежность зацепления тому или иному типу определяется постоянством или переменностью формы и расположения расчетной точки контакта сопряженных поверхностей относительно осей колес в рабочем зацеплении [1].

Предложенная и обоснованная на конкретных примерах классификация, используя уже установленные понятия, расширяет возможности классификации зубчатых зацеплений, делает ее более объемной и предусматривает дальнейшее развитие и создание новых неожиданных по замыслу передач.

Армения институт им. Х. Абовяна

Поступило 10. VI. 1980

Ռ. Ս. ՀԱՄԵԱՐՅԱՆ

ԱՏՈՄԱՆԱԿԱՌՉՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԴԻ ԸՆԴԱՅՆՎԱՆ ԴԱՍԱԿԱՐԳՈՒՄԸ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Վ

Դիտարկվում է ատամնավոր փոխանցումների մի քանի կոնստրուկցիաներ, որոնք ունեն աշխատանքային փոփոխական բնութագիր և չեն կարող ընդգրկվել զործող դասակարգումներով: Լեռնադարձված է ատամնակառչման համակարգի նոր դասակարգում, որը ամբողջովին զգուշործելով ատամնավոր փոխանցումների մասին գոյություն ունեցող հասկացողությունները, բնագործակում է ատամնակառչման դասակարգման սահմանները և նախատեսում նոր ու արդեն գոյություն ունեցող ատամնավոր փոխանցումների հետադադար գարգացումը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Ерихов М. Л. Принципы систематикн, методы анализа и вопросы синтеза схем зубчатых зацеплений. Автореферат докт. дисс., Хабаровский политехн. инст., 1972.
2. Амбарян Р. С., Тер-Акопян К. А., Давтян В. В. Нагрузочная способность зубца с глубоким профилем «Промышленность Армении», 1977, № 2.
3. W. Hotine, Antibacklash gear system, 1953, Serial, No. 338.948.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

И. А. ТЕР-АЗАРЬЕВ, С. С. ЕГИЯН

ОСОБЕННОСТИ ВЛИЯНИЯ СЕЧЕНИЯ СРЕЗА НА СИЛУ
ПРИ НЕСВОБОДНОМ РЕЗАНИИ ПРИРОДНОГО КАМНЯ

Основной объем добычи многих разновидностей природного камня (туфы, известняки, мраморы и др.) производится с помощью камнерезных машин, режущий орган которых выполнен в виде пил.

Имеющимися исследованиями процесса взаимодействия режущей части рабочего органа с обрабатываемым материалом достаточно полно охвачены вопросы износа и энергосиловых показателей [1, 2]. Однако вопросы энергосиловых показателей при несвободном резании в зависимости от режимов и состояния инструмента недостаточно изучены.

В настоящей статье рассмотрены вопросы влияния подачи, ширины среза и износа инструмента на силовые показатели процесса в условиях несвободного резания, наиболее характерного для работы дисковых пил, зубки которых установлены в одну линию. Именно такие пилы нашли наибольшее распространение при добыче туфов и известняков.

Анализ процесса взаимодействия инструмента с обрабатываемым материалом, обладающим хрупкими свойствами, к которым относятся и природные каменные материалы, показывает, что силу в условиях несвободного резания можно выразить как сумму: силы потребной на разрушение (диспергирование) материала передней гранью P_p , силы срезания материала с боковых сторон P_s и силы трения режущей части по всему периметру контакта с обрабатываемым материалом $P_{тр}$:

$$P = P_p + P_s + P_{тр} \quad (1)$$

Составим математическую модель каждой из этих составляющих, используя имеющуюся информацию из литературных источников.

На основании [2] можем написать

$$P_s = \frac{C_1}{a^2} F, \quad (2)$$

где a , F — толщина и сечение среза; C_1 — коэффициент.

Сила, потребная на сревание материала с боковых сторон, очевидно, должна быть тем больше, чем больше α , т. е.

$$P_s = C_2 \alpha^2. \quad (3)$$

Сила же трения будет тем больше, чем больше периметр контакта инструмента с обрабатываемым материалом, а также износ по задней грани Δ :

$$P_{тр} = C_2 \Delta (b + 2a), \quad (4)$$

где $b = \frac{F}{a}$ — ширина среза.

В (2), (3) и (4) коэффициенты C_1 и C_2 зависят от геометрии инструмента, физико-механических свойств породы и износа инструмента, а коэффициент C_3 кроме того, и от скорости резания.

В общем виде математическая модель силы резания имеет вид:

$$P = \frac{C_1}{a^x} F + C_3 a^y + C_2 \Delta (b + 2a). \quad (5)$$

В представленном уравнении неизвестными являются коэффициенты C_1 , C_2 , C_3 и показатели степеней x и y . Для их определения проведена серия экспериментов на различных хрупких материалах прочностью от 300 до 540 кгс/см² практически острым инструментом ($\Delta = 0,1$ мм, $\gamma = 0$). Одна из серий экспериментов, осуществленных на специальной установке с измерением сил резания с помощью тензометрической установки, обеспечивающей точность фиксации сил в пределах до 5%, представлена на рис.

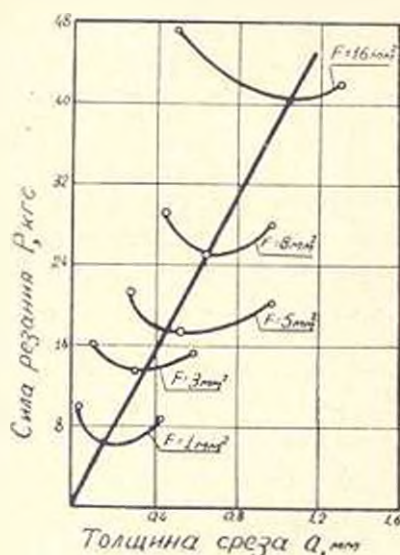


Рис. Зависимость силы резания от толщины и сечения среза для гуфа Азизбековского месторождения.

Из представленных данных прослеживается характерное обстоятельство, установленное еще ранее [3], заключающееся в том, что для каждого сечения среза F наблюдается зона минимума силы, названная критической $P_{кр}$, соответствующая определенной толщине среза $a_{кр}$. значение которой с уменьшением F также уменьшается.

Наличие критической силы $P_{кр}$ и толщины среза $a_{кр}$ при анализе уравнения (1) свидетельствует о том, что составляющие силы резания с изменением толщины среза ведут себя по-разному. Если P_p с увеличением a уменьшается, то $P_{кр}$ и $P_{тр}$ должны увеличиваться.

Прежде чем перейти к установлению связи $a_{кр}$ с шириной среза b , необходимо выявить, какое влияние может оказать прочность породы и износ инструмента. В табл. 1 и 2 приведены некоторые экспериментальные данные.

Таблица 1

$\sigma_{сж} = 33 \text{ кгс/см}^2$			$\sigma_{сж} = 75 \text{ кгс/см}^2$			$\sigma_{сж} = 540 \text{ кгс/см}^2$		
$b, \text{ мм}$	$a_{кр}, \text{ мм}$	$\frac{b}{a_{кр}}$	$b, \text{ мм}$	$a_{кр}, \text{ мм}$	$\frac{b}{a_{кр}}$	$b, \text{ мм}$	$a_{кр}, \text{ мм}$	$\frac{b}{a_{кр}}$
6	0,128	47	6	0,132	45	6	0,125	48
10	0,36	28	10	0,37	27	10	0,36	28
14	0,75	18,7	14	0,7	20	14	0,72	19,5
16	0,9	17,8	16	0,91	17,6	16	0,89	18
18	1,15	15,6	18	1,1	16,3	18	1,18	15,2

Как видно из табл. 1, прочность породы не оказывает влияние на значение $a_{кр}$, повышая лишь абсолютные значения силы $P_{кр}$. Несколько иная картина наблюдается с изменением износа инструмента Δ : оно приводит к смещению критических толщин среза в сторону больших значений.

Таблица 2

Прочность $\sigma_{сж}, \text{ кгс/см}^2$	$\Delta = 0$		$\Delta = 0,1$		$\Delta = 0,3$		$\Delta = 0,6$		$\Delta = 1$	
	$a_{кр}, \text{ мм}$	$b, \text{ мм}$	$a_{кр}, \text{ мм}$	$b, \text{ мм}$	$a_{кр}, \text{ мм}$	$b, \text{ мм}$	$a_{кр}, \text{ мм}$	$b, \text{ мм}$	$a_{кр}, \text{ мм}$	$b, \text{ мм}$
1	0,154	6,5	0,175	5,7	0,215	4,65	0,25	4	0,28	3,6
3	0,317	9,5	0,35	8,6	0,405	7,4	0,47	6,4	0,53	5,67
5	0,447	11,2	0,475	10,5	0,55	9,1	0,63	8	0,705	7,1
8	0,61	13,1	0,69	11,6	0,74	10,8	0,825	9,7	0,915	8,75
10	0,97	16,5	1,07	15	1,15	14	1,25	12,8	1,37	11,7

Имея экспериментальные данные для разных условий резания в широком диапазоне изменения a и F и зная значение критических толщин среза $a_{кр}$ для разных F , на ЭВМ ЕС1022 определены значения неизвестных в уравнении (5) для фельзитового туфа Азизбековского месторождения: $C_1 = 1,55$; $C_2 = 13$; $C_3 = 0,8$; $x = 0,5$; $y = 1$. При этом установлено, что с изменением прочности породы показатели степеней x и y остаются неизменными, а изменяются лишь коэффициенты C_1 , C_2 и C_3 . Зависимость этих коэффициентов от прочности имеют линейный вид: $C_1, C_2, C_3 = K\sigma_{сж}$, где K даны в кгс/см^2 .

Значения коэффициента k следующие: для $C_1 - k_1 = 2,88 \cdot 10^{-4}$; $C_2 - k_2 = 26 \cdot 10^{-3}$; $C_3 - k_3 = 1,48 \cdot 10^{-3}$.

Дифференцированием уравнения (5) можно определить зависимость $a_{кр}$ от b и Δ . Однако выражение имеет громоздкий вид, след-

ствие чего оно ниже приводится в упрощенном виде, обеспечивающем точность в пределах $\pm 5\%$:

$$a_{\text{ср}} = 3,55 \cdot 10^{-3} b (b + 22,5\Delta), \text{ мм.} \quad (6)$$

В ы в о д ы

1. Представленная для несвободного резания математическая модель силы резания природного камня хорошо описывает экспериментальные данные процесса взаимодействия инструмента с породой в зависимости от прочности, сечения среза и износа инструмента.

2. Критическая толщина среза, при которой сила резания имеет наименьшее значение, не зависит от прочности породы и является функцией ширины среза (сечения среза) и износа инструмента по задней грани.

НИИКС

Поступило 25.11.1980

Ի. Ա. ՏԵՐ-ԱԶԱՐՅԷ. Ս. Ս. ԵՂԵՅԱՆ

ԿՏՐՎԱԾՔԻ ԱԶԴԵՅՈՒԹՅԱՆ ԱԻՄԱՆԱՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ
ԿՏՐՄԱՆ ՈՒՅԻ ՎՐԱ ՐՆԱԿԱՆ ՔԱՐՆԵՐԻ ՈՉ ԱԶՍՏ ԿՏՐՄԱՆ ԺԱՄԱՆԱԿ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. լ. մ.

Կտրման ուժի համար կազմած մաթեմատիկական մոդելի ուսումնասիրությունը պարզեց, որ ոչ ազատ կտրման ժամանակ, միևնույն կտրվածքի դեպքում դոյություն ունի կտրվածքի խորության և լայնության այնպիսի հարաբերություն, որի ժամանակ կտրման ուժը նվազագույնն է, որը ապացուցված է փորձերով: Այդ խորությունը անվանում ենք կրիտիկական:

Կրիտիկական խորությունը կտրման լայնության և հետևի նիստի մաշվածքի ավելացման հետ աճում է, բայց նրա արժեքը քարերի ամրության փոփոխումից մնում է հաստատուն:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Касьян М. В., Тер-Азарьев И. А. Оценка обрабатываемости природного камня. Тр. НИИКС, вып. 3, М., Стройиздат, 1966, с. 169—173.
2. Тер-Азарьев И. А. Динамика процесса резания камня. Ереван, изд. Госстрой АрмССР, 1959, 106 с.
3. Тер-Азарьев И. А. Влияние формы контакта кромок на усилия при резании камня. «Известия АН АрмССР (серия Т. II)», т. X, № 2, 1957, с. 43—50.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Г. Дж. КОЧНЯН

РАСЧЕТ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ
С ЖЕСТКИМ КУЗОВОМ ПРИ ИЗГИБЕ В ПОПЕРЕЧНОЙ
ПЛОСКОСТИ РАМЫ

При эксплуатации автомобиля несущая система подвергается воздействию внешних сил, которые можно разделить на симметричные и кососимметричные. Симметричные нагрузки вызывают вертикальный изгиб, а кососимметричные — кручение несущей системы. Так как ось кручения не совпадает с геометрической осью симметрии несущей системы, то вследствие неровностей дороги, поворота, несимметричного торможения или разгона автомобиля в сечениях лонжеронов рамы возникают нормальные напряжения горизонтального изгиба σ_{H1} .

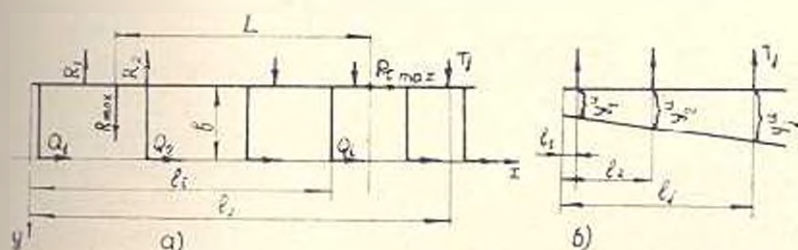


Рис. 1. Расчетная схема: а — рамы, б — моменты.

Максимальная величина горизонтальной силы, вызывающей горизонтальный изгиб несущей системы R_{max} (рис. 1. а), ограничивается боковым скольжением передних колес и сопротивлением поворота заднего моста (как наиболее нагруженного) вокруг вертикальной оси:

$$\left. \begin{aligned} R_{max} &\leq G_1 \varphi_{max} + \frac{P_{max} \cdot B}{L} & (\text{разгон}); \\ R_{max} &\leq G_1 \varphi_{min} + \frac{P_{max} \cdot B}{L} & (\text{торможение}), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где R_{max} — горизонтальная сила, приведенная к оси передних колес; φ_{max} — коэффициент сцепления шины с дорогой в боковом направлении

нии $(0,7 + 0,8)$; G_1 — масса автомобиля, приходящаяся на переднюю ось; $P_{\max}$, $P_{\text{торм}}$ — соответственно, максимальные тяговые и тормозные силы; L — база автомобиля; B — колея задних колес.

Для отечественных грузовых автомобилей с колесной формулой 4×2 $R_{\max}$ составляет $25 + 30\%$ от общей массы автомобиля.

Установленный на раме автомобиля кузов и способ его крепления оказывают значительное влияние на напряженное состояние элементов рамы [1—3]. Ниже рассмотрены условия совместной работы рамы и кузова на примере автомобиля-цистерны.

Выбор этого типа автомобиля связан с тем, что цистерна представляет собой один из наиболее жестких кузовов и к работе этого типа кузова предъявляются следующие требования:

- изоляция его от скручивающих и изгибающих усилий рамы, возникающих при воздействии дороги на колеса автомобиля;

- изоляция рамы от чрезмерных динамических воздействий кузова при точечной установке последнего;

- ограниченная гибкость крепления, т. е. слишком большое относительное перемещение кузова снижает устойчивость движения.

В обеспечении этих условий важным фактором является рациональное размещение монтажных узлов, при котором допустимый прогиб соединительных элементов не вызывает перенапряжения в его частях. Число необходимых установочных точек и их размещение по длине кузова предопределяется допустимой крутильной жесткостью и величиной нормальных напряжений вертикального изгиба и стесненного кручения [3]. Что касается нормальных напряжений горизонтального изгиба, то их значения можно регулировать с помощью боковых жесткостей соединительных элементов.

В предлагаемом методе расчета несущих систем грузовых автомобилей на изгиб в горизонтальной плоскости приняты следующие допущения:

- жесткость кузова многого велика по сравнению с жесткостью рамы и со стороны кузова на раму через соединительные элементы действуют сосредоточенные усилия T_i (рис. 1);

- рама рассматривается как плоская линейно-деформируемая и статически неопределимая стержневая система;

- отсутствует зазор в кронштейнах рессор.

Расчет произведен методом сил на последовательно изменяемой основной системе, получаемой путем поперечных разрезов всех поперечин по осям симметрии рамы. Система (рис. 1) $m + k - 2$ раза статически неопределима (m — количество поперечин рамы, k — количество точек крепления цистерны на одном лонжероне). Как внешние силовые факторы, выступают боковые усилия в кронштейнах рессор R_i и $R_{\max}$ а как внутренние — Q_i и T_i . Так как рама симметрична, а нагрузка несимметрична, то определяются только поперечные силы Q_i .

Система канонических уравнений, необходимая для расчета Q_i имеет следующий вид:

ствий в зависимости от жесткости соединительных элементов, для автомобиля АЦ-4, 2-130 (цистерна) строятся эюкры нормальных напряжений горизонтального изгиба (рис. 2) и относительных перемещений цистерны (рис. 3) по формуле:

$$\delta_j = Y_j^{\text{ср}} / C = C_k - Y_j^{\text{ср}} / C = 10000 \text{ Н/м.м.} \quad (7)$$

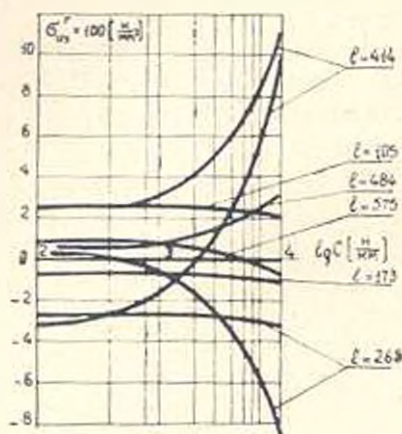


Рис. 2. Напряжение в раме автомобиля АЦ-4.2-130 при горизонтальном изгибе (l — расстояние от передней кромки лонжерона).

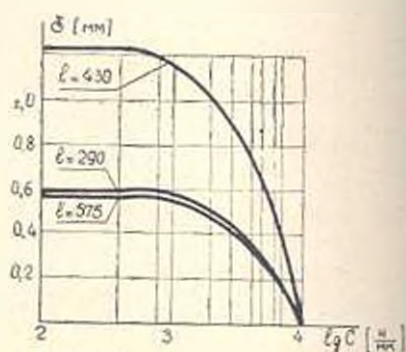


Рис. 3. Относительное перемещение кузова.

Из рис. 2 и рис. 3 следует, что с увеличением жесткости соединительных элементов перемещение кузова относительно рамы уменьшается, а нормальные напряжения горизонтального изгиба лонжерона, в основном, увеличиваются, однако их изменение не пропорционально. Изменить поперечные сечения лонжерона рамы базового автомобиля нецелесообразно, т. к. для сборки автомобиля-цистерны завод-изготовитель использует раму базового автомобиля без существенных переделок. Поэтому необходимо с помощью рационального использования несущих способностей кузова и соединительных элементов обеспечить условие, при которых напряженные состояния рам автомобилей АЦ-4, 2-130 и ЗИЛ-130 мало отличались друг от друга.

Выполненные расчеты позволяют сделать следующие выводы.

1. За счет уменьшения жесткости соединительных элементов от 10^4 до 10^3 Н/мм, наибольшие напряжения от изгиба в горизонтальной плоскости уменьшаются в 7,3 раза, а горизонтальные изгибающие моменты, действующие на цистерну — в 8,8 раза, перемещение же кузова увеличивается лишь в 1,8 раза.

2. Горизонтальная жесткость соединительных элементов влияет на напряженное состояние лонжерона в участке установки переднего соединительного элемента, второй и третьей поперечин.

3. Для автомобилей с жестким кузовом и грузоподъемностью 4—6 т рекомендуется боковую жесткость соединительных элементов выбирать в пределах $800 \div 1000 \text{ Н/мм}$, а для соединительного элемента, устанавливаемого в зоне оси задних колес, предусмотреть боковой зазор до 2 мм.

ЕрПН ям К Маркса

Поступило 16. IV. 1980

2. 2. ՔՈՁԵՆՅԱՆ

ԿՈՇՏ ԹԱՓՔՈՎ ԲԵՌՆԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ԿՐՈՂ ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ
ՀԱՇՎԱՐԿԸ ՇՐՋԱՆԱԿԻ ԼԱՅՆԱԿԱՆ ՀԱՐԹՈՒԹՅԱՆ ՄԵՋ
ՌԵՄԻՆ ԴԵՊՔՈՒՄ

Ա մ փ ո փ ո մ

Դիտարկվում է կոշտ թափրի և շրջանակի համատեղ աշխատանքը լայնական հարթության մեջ ծովան դեպքում և կապող օղակների ազդեցությունը կրող համակարգի մասերում առաջացող լարումների վրա: Կախված շրջանակի երկայնական ձողերում ազդող նորմալ լարումների մեծությունից և թափրի հարաբերական աեղափոխության չափից՝ որոշվում է կապող օղակների լայնական կոշտության մեծությունը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Владыкин Н. Г. и др. Влияние параметров амортизационных узлов на динамическую нагруженность несущей системы грузового автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1973, № 9.
2. Спицына Д. И. и др. Исследование напряженного состояния несущих систем при различных способах закрепления жестких кузовов на автомобильных рамах. Сб. «Расчеты на прочность», вып. 17, М., «Машиностроение», 1976.
3. Макселян Г. В., Кочинян Г. ԷՋ. Влияние соединительных элементов кузова и рамы на ресурс в крутильную жесткость несущей системы. «Промышленность Армении», 1977, № 9.
4. Пономарев С. Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении, т. 1, М., Машгиз, 1959.



МАШИНОСТРОЕНИЕ

Г. Л. ПЕТРОСЯН, Г. С. АПОЯН, Г. В. МУСАЕЛЯН

МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА КОМПОЗИЦИИ «АБРАЗИВ-СВЯЗКА» С УЧЕТОМ РЕАЛЬНОЙ ПОРИСТОСТИ МАТЕРИАЛА

Абразивно-металлические композиции, получаемые методом порошковой металлургии, широко используются для изготовления режущего инструмента. Различные методы формования позволяют получать материалы с варьируемой остаточной пористостью. Обычным прессованием (двухсторонним, односторонним) и с последующим спеканием получают материалы со сравнительно большой пористостью, в то время как экструдированные материалы имеют высокую плотность.

В работе [1] показано, что меняя зернистость и концентрацию абразива, в одинаковых условиях обычного прессования получают разные композиционные материалы. Но наличие остаточной пористости в абразивно-металлических композициях затрудняет определение действительных механических свойств композиционного материала. Исключая влияние пористости, теорией пластичности пористых материалов были получены диаграммы деформирования абразивно-металлических композиционных материалов [1].

Уравнения теории пластичности пористых упрочняющихся материалов [2, 3] учитывают изменение пористости в процессе формования и основаны на предположениях Грина [4]. Однако, как показывают экспериментальные исследования [2, 5], величина пористости, определяемая формулами теории пластичности пористых материалов, расходится с данными экспериментов.

В данной работе приведены результаты исследования механических свойств прессованных и экструдированных композиций «абразив-связка» с учетом реальной пористости материала.

Учет особенностей пористости в реальных материалах осуществляется введением постоянных для данного материала коэффициентов m и n в уравнения теории пластичности пористых материалов и их определением экспериментальным путем.

Тогда уравнения теории течения пористых изотропных материалов примут вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{\beta^{2n+0.5}} \left(\frac{3}{2} S_{ij} S_{ij} + 9\alpha^2 \sigma_0^2 \right)^{1/2};$$

$$d\bar{\sigma}_{\text{экв}} = \beta^{2n+0.5} \left(\frac{3}{2} de_{ij} de_{ij} + \frac{d\epsilon_0^2}{2^n} \right)^{1/2};$$

(1)

$$de_{ij} = \frac{3d\bar{\epsilon}_{\text{экв}}}{2\sigma_{\text{экв}} \beta^{2n}} [\sigma_{ij} - (1 - 2\alpha^n) \delta_{ij} \sigma_0];$$

$$d\sigma = \frac{9\alpha^n (1 - \nu) d\bar{\sigma}_{\text{экв}}}{\beta^{2n} \sigma_{\text{экв}}} \sigma_0.$$

где $\sigma_{\text{экв}}$, $d\bar{\sigma}_{\text{экв}}$ — эквивалентное напряжение и приращение деформации; de_{ij} , $d\epsilon_{ij}$, S_{ij} , σ_{ij} — соответственно, компоненты девиаторов и тензоров приращений пластических деформаций и напряжений; $\sigma_0 = \delta_{ij} \sigma_{ij} / 3$ — среднее напряжение; $d\epsilon_0 = \delta_{ij} d\epsilon_{ij} / 3$ — приращение средней деформации; δ_{ij} — символ Кронекера; α , β — функция пористости в [5].

Для исследования механических свойств абразивно-металлических композиций были изготовлены цилиндрические образцы диаметром 8 и высотой 10 мм на металлической связке М1 (Cu 80% + Sn 20%). В качестве абразива использовались сортированные на вибростоле зерна белого электрокорунда марки 23А изометрической формы различной зернистости (80/63, 160/125, 315/250) и концентрации абразива (50, 100, 150%).

Прессованные образцы изготовлены технологией, описанной в [1].

Образцы диаметром 20 и высотой 10 мм получены двусторонним прессованием под давлением 60 МПа и нагревом в герметических условиях до 700–750°С в течение 10 мин, которые затем подвергнуты экструзии, совмещая процессы формования и спекания, с коэффициентом вытяжки $\lambda = 2, 4, 6$ (λ — отношение площадей поперечного сечения заготовки и экструдированного материала). Полученные спеченные абразивоносные стержни разрезались алмазным кругом, удалялись оболочки, шлифовались цилиндрические поверхности и торцы.

Образцы подвергались одноосному сжатию. Увеличение степени сжатия осуществлялось ступенчатым нагружением. После каждой i -той ступени измерялись значение силы P_i , диаметр d_i и высота h_i образца.

На основании полученных данных строились истинные диаграммы сжатия и кривые изменения пористости в координатах $\sigma - \epsilon$ и $\nu - \epsilon$,

где $\sigma = \frac{P_i}{F_i}$ — осевое напряжение; $\epsilon = \ln \left(\frac{h_0}{h_i} \right)$ — осевая пластическая деформация; F_i — текущее значение площади поперечного сечения образца; h_0 — начальная высота образца.

Используя зависимости (1) для одноосного сжатия, получаем

$$\sigma_{\text{эпн}} = \frac{1}{2^{n-0,5}} \cdot \tau, \quad d\bar{\varepsilon}_{\text{эпн}} = \frac{2^{2n-0,5}}{1+2^n} d\varepsilon; \quad (2)$$

$$d\nu = - \frac{3z^n (1-\nu)}{1+z^n} d\varepsilon, \quad (3)$$

где $d\varepsilon$ — приращение осевой пластической деформации.

Текущая пористость образца и интеграл от эквивалентного приращения пластических деформаций после каждой i -той ступени нагружения определялись из выражений

$$\nu_i = \nu_{i-1} + \Delta \nu_i, \quad \int d\varepsilon_{\text{эпн}} \approx \sum_{i=1}^k \Delta \bar{\varepsilon}_{\text{эпн}}, \quad (4)$$

где k — число предыдущих ступеней нагружения.

Как следует из уравнения (3), на изменение пористости оказывает влияние только коэффициент m . Следовательно, экспериментально определяя изменение пористости ν от деформации ε , по формуле (3) можно найти значение коэффициента m . Для этого, зная начальную пористость материала ν_0 , приращение осевой пластической деформации $\Delta\varepsilon$ и задавая значения коэффициента m ($1,5 \geq m \geq 0,5$) с шагом 0,05, по формуле (2) определяем семейство кривых $\nu-\varepsilon$. Коэффициент m определяется из условия совпадения кривых $\nu-\varepsilon$, подсчитанных по формуле (3), с соответствующими экспериментальными кривыми. Обработка экспериментальных данных на ЭВМ показала, что для всех исследуемых композиций $m = 0,75$.

На рис. 1 показаны теоретические кривые $\nu-\varepsilon$ для начальных пористостей $\nu_0 = 0,282, 0,212$ и $0,155$ при $m = 0,75$. Сводка экспериментальных результатов на рис. 1 обозначена точками.

Определение коэффициента n осуществляется по методике [1]. Используя истинную диаграмму сжатия $\sigma-\varepsilon$ материала с различной начальной пористостью коэффициент $m=0,75$ и задавая значения коэффициента n ($0,05 \leq n \leq 1,0$) с шагом 0,05, по формулам (2) определяем значения $\sigma_{\text{эпн}}$, $\int d\bar{\varepsilon}_{\text{эпн}}$ и получаем семейство кривых $\sigma_{\text{эпн}}-\int d\bar{\varepsilon}_{\text{эпн}}$. Диа-

грамме деформирования материала соответствует такое значение коэффициента n , при котором кривые деформирования образцов с различной начальной пористостью совпадут друг с другом, т.е. не будут зависеть от пористости материала. Установлено, что для всех исследуемых композиций $n = 0,5$.

На рис. 2 сплошными линиями 1,2 показаны диаграммы деформирования прессованного абразивно-металлического материала зернистостью 160/125, 50%-ой концентрации при $m_1 = 1$ и $m_2 = 0,75$, соответственно. Как следует из сопоставления кривых 1 и 2, коэффициент m оказывает незначительное влияние на характер диаграммы деформирования материала, приближая ее к экспериментально обоснованным результатам [6].

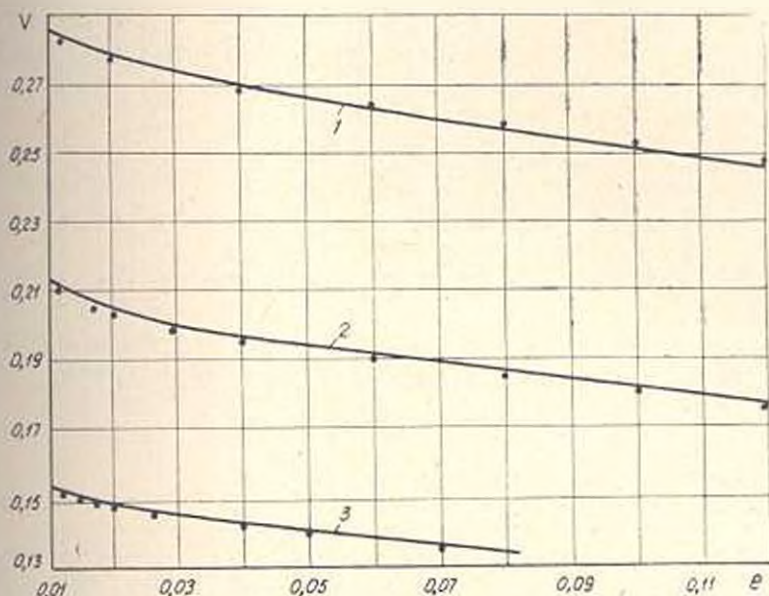


Рис. 1. Изменение пористости абразивно-металлических композиций в зависимости от деформации: 1 — $V_0 = 0,282$; 2 — $V_0 = 0,212$; 3 — $V_0 = 0,115$.

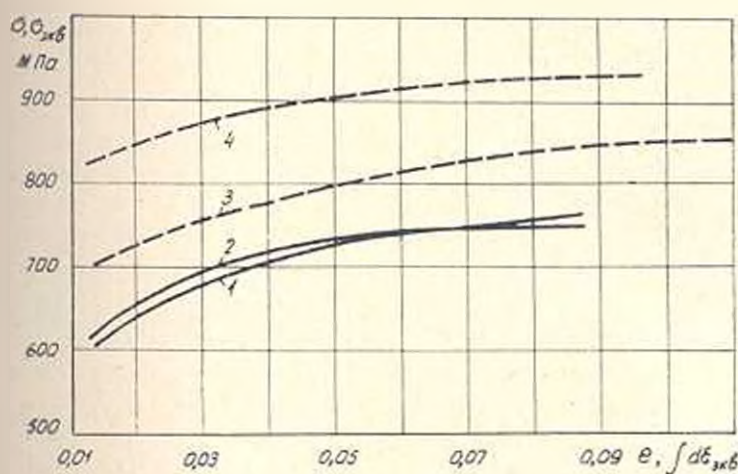


Рис. 2. Диаграммы деформирования прессованных (кривые 1, 2) и экструдированных (кривые 3, 4) абразивно-металлических композиций зернистостью 160/125, 50%-ой концентрации.

Исследования экструдированных образцов показали, что независимо от зернистости и концентрации абразива начальная пористость материала не превышала 5%. На основании анализа результатов одноосного сжатия для экструдированных образцов установлено, что диаграммы сжатия и деформирования экструдированного материала мало отличаются друг от друга из-за незначительной начальной пористости образцов.

На рис. 2 штриховыми линиями 3, 4 показаны диаграммы деформирования экструдированных образцов зернистостью 160/125, 50%-ой концентрации при $\lambda = 4$ и 6, откуда следует, что экструдированные абразивно-металлические композиции обладают более высокими показателями прочности, чем прессованные.

ЕрIII нм К. Маркса

Поступило 8 IX. 1980

Գ. Ղ. ՊԵՏՐՈՍՅԱՆ, Գ. Ս. ԱՓԵՅԱՆ, Գ. Վ. ՄԴԻՍԱՆՅԱՆ

**«ՀԴԿԱՆՅՈՒԹ-ԿԱՊԱԿՑՈՂ ՆՅՈՒԹ» ԿՈՄՊՈԶԻՑԻՍԻՆԻԱՅԻ ՄԵԽԱՆԻԿԱԿԱՆ
ՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐՈՒ ՀԱՇՎԻ ԱՌՆՆՆՈՂ ՆՅՈՒԹԻ ԻՐԱԿԱՆ
ՄԱԿՈՏԿԵՆՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ**

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. ի. մ.

Ռսումնասիրվել է կտրող գործիքների համար օգտագործվող մամլամար
և էքստրուզիայով ստացված «Հդկանյութ-կապակցող նյութ» կոմպոզիցիա-
ների մեխանիկական հատկությունները: Որոշված են ծակոտկեն նյութերի
պլաստիկության տեսության բանաձևերում մասնակցող ծակոտկենության
գործակիցները և կառուցված են այդ նյութերի դեֆորմացման դիագրամները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Петросян Г. Л., Петросян Х. Л., Аполян Г. С.* Диаграмма деформирования пористого изотропного абразивно-металлического композиционного материала. «Сверх-твердые материалы», 1980, № 1, с. 22—25.
2. *Петросян Г. Л.* О теории пластичности пористых тел. «Известия вузов. Машино-строение», 1977, № 5, т. 10—13.
3. *Петросян Г. Л.* О теории пластичности пористых тел. Сб. «Тез. докл. XIX науч.-техн. конф. проф.-преподав. сост. втуз. Закавказ., посвящ. 60-летию Великой Октябрьской Социалистической революции», Тбилиси, 1977, с. 26.
4. *Грин Р. Дж.* Теория пластичности пористых тел. Сб. пер. «Механика», 1973, № 4 (140), с. 109—120.
5. *Скороход В. В., Мартынова Н. Ф.* Особенности необратимой деформации спеченного пористого тела из упрочняющегося пластичного металла. Сообщ. 1, «Порошковая металлургия», 1977, № 4, с. 70—74.
6. *Shima S., Oyane M.* Plasticity theory for Porous Metals, «International Journal of Mechanical Sciences», 1976, v. 18.

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

Л. М. ГАЙТОВА, Е. И. ПЕРЕСЫПКИН

ОБ ОДНОЙ ВАРИАЦИОННОЙ ЗАДАЧЕ В ТЕОРИИ
ПОЛЗУЧЕСТИ ПРИ РАСЧЕТЕ НА ИЗГИБ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ
БАЛОЧНОЙ ПЛИТЫ С УЧЕТОМ УСАДКИ БЕТОНА

Многие задачи строительной механики в настоящее время решаются с учетом упруго-вязких свойств конструктивных материалов. Различным вопросам этого важного направления посвящены работы Н. Х. Арутюняна, Г. Н. Маслова, А. Р. Ржаницына, М. А. Колтунова и др.

Вариационные методы теории ползучести, относящиеся главным образом к металлическим материалам, развиты в трудах Л. М. Качалова и Ю. Н. Работнова. В приложении к упруго-ползучим телам: бетону, дереву, пластмассе и др., эти методы рассмотрены М. А. Задояном.

В настоящей работе, исходя из наследственной теории старения [1, 2] и вариационных уравнений [3—5], получено вариационное уравнение для изгиба железобетонной упруго-ползучей балочной плиты при учете усадки бетона и приведены некоторые его приложения к расчету железобетонных симметрично армированных балочных плит.

В основу работы положены гипотезы и предпосылки, принятые в теории железобетонных конструкций. Модуль мгновенной деформации бетона E принимается постоянным осредненным, ползучесть арматуры не учитывается вследствие ее пренебрежимо малого значения в сравнение с ползучестью бетона, а коэффициент поперечного деформирования μ для бетона принят постоянным.

1. Рассмотрим изгиб длинного симметрично армированного железобетонного слоя. При соотношении сторон такого слоя $b/l < 3$ его расчет сводится к расчету балки-полосы, вырезанной из слоя двумя плоскостями, перпендикулярными к длинной стороне и отстоящими друг от друга на единицу длины. Поперечное сечение такой балки единичной ширины примем прямоугольным с двойным симметричным армированием. Координатную плоскость совместим со срединной поверхностью слоя. Ось ou направим параллельно продольной стороне слоя, oz — вниз, высоту сечения обозначим $2h$, а пролет — l .

Рассмотрим первую стадию напряженно-деформированного состояния конструкции, когда в растянутой зоне еще не появились трещины.

Сечение балки-полосы испытывает действие изгибающих моментов $M(x, t)$ и продольных усилий $N(x, t)$, меняющихся по длине и во времени при учете усадки бетона $S(t)$, которая также равномерна по длине и переменна во времени.

Зависимость между напряжением и полной откосительной деформацией в бетоне согласно [1, 2] имеет вид:

$$\frac{E}{1-\mu^2} [\epsilon(t) + S(t)] = \sigma(t) + \int_0^t \sigma(\tau) K(t, \tau) d\tau, \quad (1)$$

где $S(t) = S_0^* [1 - \exp\{-\alpha(t - \tau_1)\}]^{\gamma_1}$; $S_0^* = S_0 \exp(-\alpha\tau_1)$; S_0 — наибольшее значение усадки бетона, величина которой устанавливается опытным путем; α — константа, зависящая от состава и условий твердения бетона; $K(t, \tau) = -E \frac{\partial}{\partial \tau} \left[\frac{1}{E} + C(t, \tau) \right]$ — ядро последельствия по Н. Х. Арутюняну; $C(t, \tau) = \varphi\tau [1 - \exp\{-\gamma(t - \tau)\}]$; $\varphi(\tau) = \frac{A}{\tau} + C_0$; γ , A_1 и C_0 — характеристики старения бетона.

Используя гипотезу плоских сечений, условия статического равновесия и совместности деформаций, получим связь между компонентами деформаций и внутренних усилий

$$\epsilon_0(t) = \beta \left[\frac{(1-\mu^2)N(t)}{EF} - S(t) \right] + \int_0^t \left[\frac{(1-\mu^2)N(\tau)}{\nu EF} + S(\tau) \right] R_1(t, \tau) d\tau, \quad (2)$$

$$\kappa(t) = \nu_0 \left[\frac{M(t)}{D} + \int_0^t \frac{M(\tau)}{3\nu D} R(t, \tau) d\tau \right], \quad (3)$$

где $\epsilon_0(t)$ — относительное удлинение нейтрального слоя рассматриваемой плиты; $\kappa(t)$ — кривизна плиты в деформированном состоянии; $\beta = \frac{1}{1+\nu}$; $\nu = \frac{2(1-\mu^2)E_1F_1}{EF}$; E_1 и F_1 — модуль упругости и площадь поперечного сечения слоя арматуры; F — площадь поперечного сечения бетона; $D = \frac{2EF^2}{3(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость; $\mu = \frac{1}{1+3\nu}$; $R_1(t, \tau)$ — резольвента ядра $K(t, \tau)$, имеющая вид [6]:

$$R_1(t, \tau) = \tau_1(\tau) - \gamma - \Theta(\tau) \int_0^t \left\{ \exp \left[- \int_0^t \tau_1(z) dz \right] \right\} d\tau, \quad (4)$$

где

$$\eta_1(\tau) = \gamma [1 + \lambda_1 E \varphi(\tau)]; \quad \Theta(\tau) = \eta_1^2(\tau) - \gamma \tau_1(\tau); \quad \lambda_1 = \frac{3\nu}{1 + \nu}.$$

Резольвента $R(t, \tau)$ строится аналогично, заменой λ_1 на $\lambda_1 = \frac{3\nu}{1 + 3\nu}$.

2. Сумма работ вариации внешних и внутренних сил на действительных перемещениях равна нулю в момент времени t . Тогда

$$\int_0^t [x(t) \delta M(t) + z_0(t)' N(t)] dx - \delta A(t) = 0, \quad (5)$$

где $\delta A(t)$ вариация работы внешних сил:

$$\delta A(t) = \sum_{i=1}^n w_i(t) \delta P_i(t), \quad (6)$$

а $w_i(t)$ и $P_i(t)$ — соответственно, обобщенные перемещение и сила.

Подставив (2) и (3) в (5), получим

$$\begin{aligned} & \delta \int_0^t \left\{ \left[\frac{(1 - \nu^2) N^2(\tau)}{2EF} - S(\tau) N(\tau) + \right. \right. \\ & + \left. \int_0^t \left[\frac{(1 - \nu^2) N(\tau)}{\nu EF} N(t) + S(\tau) N(t) \right] R_1 d\tau + \nu_0 \left[\frac{M^2(t)}{2D} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \int_0^t \frac{M(\tau)}{3\nu D} R(t, \tau) d\tau \right] - A(t) \right\} dx = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Выражение, заключенное в фигурные скобки, есть дополнительная энергия для железобетонной симметрично армированной балочной плиты, испытывающей изгиб с осевым растяжением при учете свойств ползучести и усадки бетона. Ее первая вариация равна нулю, а вторая существенно положительна, т. е. дополнительная энергия рассматриваемой плиты имеет минимальное значение

$$\mathcal{E}(t) = \min. \quad (8)$$

Уравнение (8) выражает принцип Кастильяно в теории ползучести для исследуемого случая.

Пусть из множества $\{P(t)\}$ сосредоточенных сил одна $P_k(t)$ получает бесконечно малое приращение $\delta P_k(t)$ и балочная плита неподвижна относительно опор. Для определения обобщенного перемещения получим формулу

$$w(x, t) = \frac{\partial \mathcal{E}(t)}{\partial P_k(t)}. \quad (9)$$

выражающую теорему Кастильяно для железобетонной балочной плиты при учете усадки и ползучести бетона.

Для расчета n раз статически неопределимой системы можно составить n интегральных уравнений типа Вольтерра для определения реакций избыточных связей. Представив выражение дополнительной энергии n раз статически неопределимой системы в функции внешних сил, усадки бетона и реакций $X_1(t)$, $X_2(t)$, ..., $X_n(t)$ избыточных связей, на основании формулы (9) получим систему интегральных уравнений

$$\frac{\partial \mathcal{E}(t)}{\partial X_i(t)} = 0 \quad (-\beta_0 X_i(t)), \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (10)$$

Ноль в правой части имеем, когда опоры системы неподатливы.

В случае шарнирно-неподвижного закрепления концов однопролетной конструкции от действия равномерно распределенной и переменной во времени нагрузки интенсивностью $q(t)$ Н/м в ее поперечных сечениях возникнут изгибающие моменты и нормальные силы

$$M(t) = \frac{q(t)l}{2} x - \frac{q(t)x^2}{2}, \quad N(t) = -H(t).$$

Так как $\partial M(t)/\partial H(t) = 0$, для определения нормальной силы согласно (10) имеем

$$\int_0^l \left\{ \frac{(1-\mu^2)N(t)}{EF} + S(t) + \int_0^t \left[\frac{(1-\mu^2)N(\tau)}{EF} + S(\tau) \right] R(t, \tau) d\tau \right\} \frac{\partial N(t)}{\partial H(t)} dx = 0. \quad (11)$$

Замечая, что $\partial N(t)/\partial H(t) = -1$, и решив (11) относительно неизвестной продольной силы $H(t)$, получим выражение:

$$H(t) = \frac{EF}{2(1-\mu^2)} S(t) \left[1 - \frac{1+\lambda}{\omega(\alpha, t)} \int_0^t \omega(\alpha, \tau) L(t, \tau) d\tau \right], \quad (12)$$

где $L(t, \tau)$ — резольвента ядра $-\lambda^* R(t, \tau)$ ($\lambda^* = 1/\nu$):

$$L(t, \tau) = \gamma_1^*(\tau) = \gamma_1(\tau) - \Theta^*(\tau) \int_0^t \exp \left[- \int_0^z \gamma_1^*(z) dz \right] dz; \quad (13)$$

$$\gamma_1^*(\tau) = (\lambda^* + 1) \gamma_1(\tau) - \lambda^* \gamma_2^*, \quad \Theta_1^*(\tau) = \lambda^* \gamma_1^*(\tau) \gamma_2(\tau) + \lambda^* \Theta_1^* + \lambda^* \Theta_1^* \gamma_1^*(\tau);$$

$$\omega(\alpha, z) = 1 - \exp[-\alpha(t-\tau)].$$

Анализ (12) позволяет сделать вывод, что при симметричном армировании бетона возникают растягивающие напряжения от усадки, которые затухают во времени вследствие ползучести бетона.

Вариационное уравнение (9) для определения перемещений $\delta P_*(t)$, если в сечении, где ищется это перемещение, нет сосредоточенной силы соответствующего направления, непосредственно применить нельзя. В этом случае удобно применить метод введения дополнительной силы. Прогиб под этой силой по ее направлению определится согласно (9) по формуле

$$\begin{aligned} x^*(t) = & \beta \int_0^l \left[\frac{(1-\nu^2)N(t)}{EF} + S(t) + \right. \\ & + \int_0^t \left[\frac{(1-\nu^2)N(\tau)}{EF} + S(\tau) \right] R_1(t, \tau) d\tau \left. \right] \frac{\partial N(t)}{\partial P^*(t)} dx + \nu_0 \int_0^l \left[\frac{M(t)}{D} + \right. \\ & + \left. \int_0^t \frac{M(\tau)}{3\nu D} R(t, \tau) d\tau \right] \frac{\partial M(t)}{\partial P^*(t)} dx. \end{aligned} \quad (14)$$

При нахождении угла поворота сечения поступим аналогично, введя вместо сосредоточенной силы $P^*(t)$ момент $M^*(t)$.

Для рассматриваемой задачи при $q(t) = q$ значение угла поворота торцового сечения $x = 0$. Тогда получим:

$$\tau_A^*(t) = \nu_0 \frac{ql^3}{24D} \left[1 - \frac{1}{3\nu} \int_0^l R(t, \tau) d\tau \right]. \quad (15)$$

Напряжения в верхней и нижней арматуре определяются по формулам:

$$\begin{aligned} \left. \begin{aligned} \sigma_1(t) \\ \sigma_2(t) \end{aligned} \right\} = E_1 [\epsilon_0(t) \pm x(t)h] = E_1 \left\{ \beta \left[\frac{(1-\nu^2)N(t)}{EF} - S(t) \right] + \right. \\ + \int_0^t \left[\frac{(1-\nu^2)N(\tau)}{EF} + S(\tau) \right] R(t, \tau) d\tau = \nu_0 \left[\frac{M(t)}{D} + \right. \\ + \left. \left. \int_0^t \frac{M(\tau)}{3\nu D} R(t, \tau) d\tau \right] h \right\}. \end{aligned} \quad (16)$$

а напряжения в верхних и нижних волокнах бетона —

$$\begin{aligned} \left. \begin{aligned} \sigma_n(t) \\ \sigma_s(t) \end{aligned} \right\} = \sigma_0(t) \pm \sigma_n(t) = \\ = \frac{N(t)}{F} - nE \cdot 2\epsilon_0(t) = \left\{ -3,1Eh\alpha(x, t) + \frac{M(t)}{D} \right\}. \end{aligned} \quad (17)$$

Здесь $\epsilon_0(t)$ и $\sigma_0(t)$ — соответственно, полная относительная деформация и напряжение в бетоне на уровне нейтрального слоя плиты.

Для иллюстрации приведем числовой пример: $q = 5000 \text{ Н/м}$; $l = 3 \text{ м}$; $E_1 = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $E = 2 \cdot 10^4 \text{ МПа}$; $h = 0,2 \text{ м}$; $\gamma = 0,026$; $C_0 = 9 \cdot 10^{-5} \text{ МПа}^{-1}$; $\alpha = 0,011$; $S_0 = 2 \cdot 10^{-4}$; два значения процента армирования: 1) $\mu_1 = 0,4\%$; 2) $\mu_2 = 0,8\%$.

Результаты расчета представлены в виде зависимостей рис. 1—4.

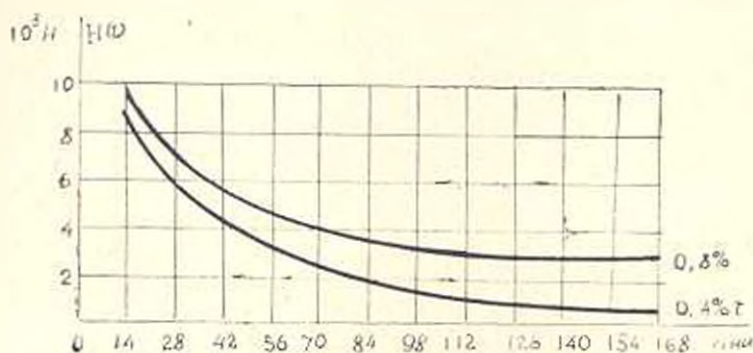


Рис. 1.

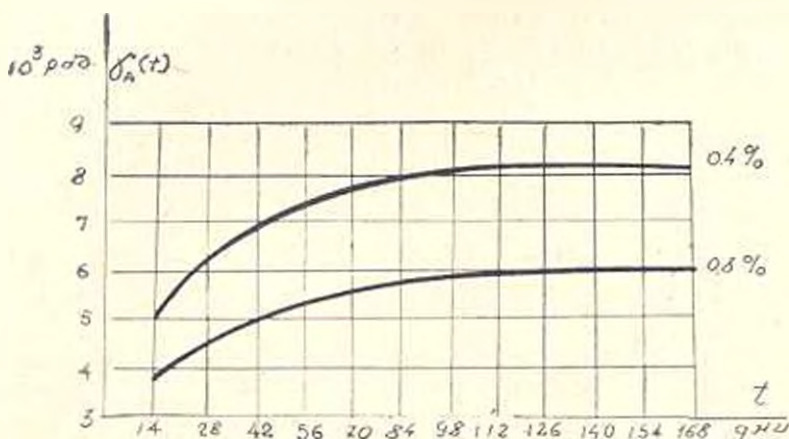


Рис. 2.

Нормальная сила (рис. 1) при проявлении усадки и ползучести бетона растет, стабилизируясь к 100—120 дням. Увеличение армирования увеличивает нормальную силу на 20%. Зависимость на рис. 2 показывает увеличение угла поворота торцового сечения, при этом конечное значение превышает начальное на 40%. Для большего процента армирования эффект изгиба меньше на 35—40%. Перераспределение напряжений между арматурой и бетоном в сечениях и их изменение во времени можно проследить по графикам на рис. 3—4.

Полученные зависимости позволяют дать анализ напряженно-деформированного состояния плиты, испытывающей вынужденные деформации в условиях ползучести материала. Они могут быть использованы при расчете стержневых железобетонных систем на ползучесть.

Graph showing the relative humidity (ϕ , %) versus time (t , min) for a 10mm thick wall. The curves represent different initial temperatures ($t_{\text{нач}}$):

- $t_{\text{нач}} = 14^\circ\text{C}$ (top curve)
- $t_{\text{нач}} = 16^\circ\text{C}$
- $t_{\text{нач}} = 18^\circ\text{C}$
- $t_{\text{нач}} = 20^\circ\text{C}$ (bottom curve)

The x-axis (t , min) ranges from 0 to 168. The y-axis (ϕ , %) ranges from 14 to 18.

Graph of the function $M(\sigma) = 6\sigma(1)$ versus σ . The y-axis is labeled $M(\sigma) = 6\sigma(1)$ and ranges from 16 to 22. The x-axis is labeled $\sigma - \sigma_0(\epsilon)$ and ranges from 10 to 14.8. There are four curves: two decreasing curves starting at $\sigma = 10$ and two increasing curves starting at $\sigma = 14$. The curves are labeled with values: 0.4%, 0.5%, 0.7%, and 0.8%.

Крестодарський
політехн. інститут

Լ. Մ. ԳՐԶՏՈՎԻԼ, Ի. Լ. ՊԵՐԵՍԻՊՅԱՆ

ՍՈՂԲԻ ՏԵՍՈՒԹՅԱՆ ՄԻ ՎԱՐԻԱՑԻՈՆ ԿՆԳՐԻ ՄԱՍԻՆ
ԵՐԿԱԹԵՏՈՆԻ ՀԵՄԱՆԱՅԻՆ ՍԱԼԻ ՆՈՒՄԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ԴԵՊՔՈՒՄ
ԹԵՏՈՆԻ ԼՍՏՎԱՆՔԻ ՀԱՇՎԱՆՄԱՄԲ

လဲ ပါ ဖို က ဖို က ဝါ

Ինչևհետև ժերաքման ժառանգականության տեսությունից, առաձգա-սող-
ջախին հեծանալին սալի ծոման համար ոտաքցված է վարկադիրն համասա-

րում՝ հաշվի առնելով բևեռների նստվածքը: Տրված է նրա կիրառումը սիմետրիկ ամրանափորված սալերի հաշվարկի դեպքում: Բերված է հաշվարկային օրինակ, որում ցույց է տրված բևեռների նստվածքի ու սողքի ազդեցությանը սալի ճիգերի և դեֆորմացիաների վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Арутюнян Н. Х. Некоторые вопросы теории ползучести. М.—Л., Гостехиздат, 1952.
2. Маслов Г. Н. Термическое напряженное состояние бетонных массивов при учете ползучести бетона. «Известия ВНИИГ», т. 28, 1940.
3. Задоян М. А. Об одном вариационном уравнении нелинейной теории ползучести. ДАН АрмССР, т. 25, № 5, 1958.
4. Задоян М. А. Применение вариационных методов теории ползучести при расчете железобетонных элементов. «Известия АН АрмССР (серия Т. II.)», т. XXVIII, № 3, 1975.
5. Задоян М. А. Об одной вариационной задаче о прижатии слоя к основанию при учете реологических свойств материалов. «Известия АН АрмССР (серия Т. II.)», т. XXX, № 5, 1977.
6. Гайтова Л. М. Обобщение и применение формулы Кастильяно к расчету на ползучесть по стадии I железобетонных блоков. «Известия вузов. Строительство и архитектура», 1973, № 3.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

К. А. ГАМБУРЯН, С. Е. МИНАСЯН

АППРОКСИМАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ АСИНХРОННОГО
МОМЕНТА СИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

При исследовании длительных электромеханических процессов синхронного двигателя (пуск, самозапуск и т. д.) существенное значение имеет правильное воспроизведение среднего асинхронного момента синхронного двигателя (СД). Последний обычно дается в виде заданных характеристик, а в справочниках имеется значение кратности среднего асинхронного момента относительно номинального при следующих значениях скольжения: $s = 1$; $s = s_{кр}$ и $s = s_{нх}$.

В [1] для воспроизведения асинхронного момента от скольжения учитывают эффект вытеснения токов в эквивалентных роторных контурах путем решения системы уравнений СД, заменив знак дифференцирования $p = j\omega s$. При этом получается система из пяти линейных уравнений с комплексными коэффициентами. Поскольку невозможно получить информацию о параметрах эквивалентных роторных контуров, то путем изменения декрементов затухания контуров характеристика асинхронного момента $M_{ас}$ подгоняется под заданные пусковой и входной моменты $M_{ас} = M_n$ при $s = 1$ и $M_{ас} = M_{нх}$ при $s_{нх} = 0,05$. Этим способом не всегда удобно пользоваться, т. к. расчеты получают громоздкими. Представляет интерес получение аналитического выражения среднего асинхронного момента СД по заданным вышеуказанным характеристикам или параметрам. При этом используется метод аналитической аппроксимации нелинейной функции $M_{ас} = f(s)$, как это предлагается на примере асинхронного двигателя (АД) в [2], где асинхронный момент представляется как разность двух экспонентов в следующем виде:

$$M_{ас} = A M_k \left(e^{-\frac{a}{s k}} - e^{-\frac{\beta a}{s k}} \right), \quad (1)$$

где M_k — максимальное значение момента; S_k — критическое скольжение; a , A , β — постоянные коэффициенты (для данного типа АД).

Характеристика среднего асинхронного момента СД отличается от аналогичной характеристики АД тем, что она обусловлена асимметричностью ротора и наличием обмотки возбуждения. Из-за асимметрии ро-

тора, при его асинхронном вращении возникает электромагнитный момент, обусловленный обратным полем ротора синхронной машины. При $|s| > 0,5$ этот момент является ускоряющим, а при $|s| < 0,5$ — тормозящим.

Таким образом при скольжениях, несколько меньших 0,5, в кривой асинхронного момента появляется небольшой провал. При обычных значениях активного сопротивления статорной цепи этот провал настолько мал, что им можно пренебречь [3, 4].

Наличие возбуждения приводит к появлению дополнительного момента $M_{в.к}$ [3]. При необходимости учета влияния этого момента в [3] приводится формула, которую совместно с выражением среднего асинхронного момента (1) можно использовать в расчетах асинхронных режимов исследуемой электрической системы. Влияние этого момента приводит к некоторой асимметрии в кривой среднего асинхронного момента при отрицательных и положительных скольжениях. Но из-за своей малости этой асимметрией можно пренебречь.

Известно, что при электромеханических переходных процессах в энергосистеме скольжение СД, а также средний асинхронный момент могут принимать как положительные, так и отрицательные значения. Следовательно, в формуле (1) необходимо брать абсолютное значение скольжения s , а знак среднего асинхронного момента — в соответствии со знаком скольжения по формуле:

$$M_{ac} = \operatorname{sign}(s) A M_k (e^{-\frac{s}{s_k} |a|} - e^{-\frac{s}{s_k} |a|}). \quad (1')$$

Для СД, при определении численных значений коэффициента a , A и β необходимо воспользоваться заданными значениями средних асинхронных моментов при соответствующих значениях скольжения. В качестве последних принимаются пусковой M_n , входной $M_{вх}$ и максимальный M_k моменты.

Учитывая, что при $s = s_k$, $M_{ac} = M_k$, из (1) получается выражение для определения коэффициентов A и a в зависимости от β [2]:

$$a = \frac{\ln \beta}{\beta - 1}; \quad (2)$$

$$A = \frac{1}{e^{-a} - e^{-\beta a}}. \quad (3)$$

Выражение (2) получается путем приравнивания нулю первой производной (1) по скольжению. В [2] предложен способ для определения коэффициента β , который основан на совместном решении (1) и известной формуле вращающего момента АД

$$M_{вр} = \frac{2M_k(1 + e)}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s} + 2e} \quad (4)$$

при следующих граничных условиях: 1) $s = 1$ и 2) $s = s_{ном}$.

При воспроизведении среднего асинхронного момента СД, а иногда и вращающего момента АД по формуле (1), по заданным каталожным данным не всегда можно получить точность во всех диапазонах изменения скольжения. Это связано с тем, что формула (1) записана для идеализированной асинхронной машины, у которой приведенные к статору активное R_2' и индуктивное сопротивления рассеяния ротора X_2' постоянны. Однако, последние, как это показано в [5], нелинейны и зависят от скольжения. Поскольку приведенные в каталогах данные являются результатами экспериментов, то естественно, что в них учитываются влияния нелинейности, имеющие место в синхронных и асинхронных машинах, в режимах от пуска до нормального хода.

Учитывая вышесказанное, для определения значения коэффициента β следовательно и a , A , приняты следующие граничные условия:

- 1) $M_{ac} = M_k$ при $s = s_k$;
- 2) $M_{ac} = M_n$ при $s = 1$;
- 3) $M_{ac} = M_{nx}$ при $s = s_{nx}$.

Коэффициенты a и A определены из (1) с учетом первого условия. Учитывая условия 2 и 3 в формуле (1), получим зависимость, из которой можно определить значения β при заданных M_k/M_{nx} , s_k и s_{nx} :

$$\frac{M_n}{M_{nx}} = \frac{e^{-\frac{a}{s_k}} - e^{-\frac{\beta \cdot a}{s_k}}}{e^{-\frac{a \cdot s_{nx}}{s_k}} - e^{-\frac{\beta a \cdot s_{nx}}{s_k}}} \quad (5)$$

На рисунке в качестве примера приведена зависимость отношения пускового момента к входному от коэффициента β , полученная с помощью ЦВМ. Как видно из рисунка, функция $f(\beta)$ имеет монотонно возрастающий характер.

Определение коэффициента β можно реализовать с использованием ЦВМ по следующему способу. Задавая ряд значений $\beta^{(i)}$ (начиная с нулевого приближения $\beta^{(0)} = 2$), по формуле (2) вычисляется функция $f(\beta^{(i)})$ и сравнивается с заданным отношением пускового к входному. Если $M_n/M_{nx} - f(\beta^{(i)}) > 0$, то для β задается новое значение $\beta^{(i+1)} = \beta^{(i)} + \frac{\Delta \beta}{n}$, где β и n заранее заданные положительные числа. Если эта разность меньше нуля, то начиная с предыдущего шага увеличивают значение n таким образом, чтобы $M_n/M_{nx} - f(\beta^{(i)}) < m$, где m — величина допустимой погрешности.

Для определения степени точности воспроизведения среднего асинхронного момента в виде (1), расчетная кривая сравнивается с заводской. В качестве примера рассмотрена заводская характеристика синхронного двигателя типа СТД-5000-2РУ4, которая имеет следующие значения критического скольжения, кратности входного, пускового и критического моментов относительно номинального:

$$s_k = 0,23; M_{nx} = 1,64; M_n = 2,07; M_k = 2,67.$$

Коэффициенты a и A в формуле (1) определены при $\Delta\beta = 10\%$, $n = 1$ (грубое) и $n = 10$ (точное). При этом получены следующие значения коэффициентов: $A = 1,088$; $a = 0,065$; $\beta = 64$. Подставляя значение последних в формулу (1), получим:

$$M_{ac} = 2,85(e^{-0,00065\beta}(1 - e^{-0,00065\beta})).$$

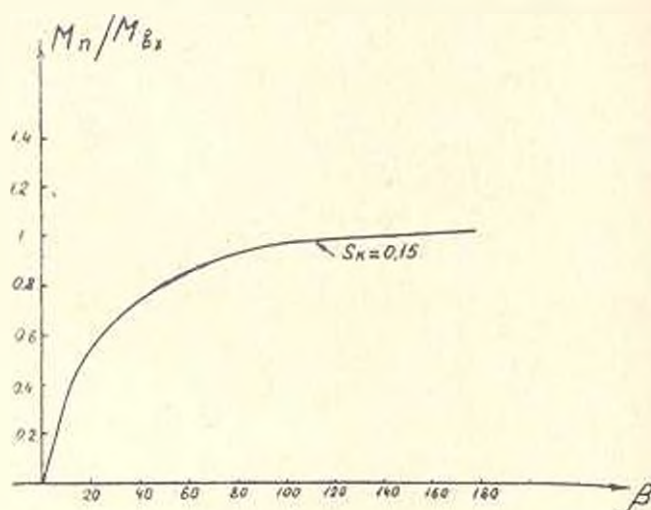


Рис.

Для сравнения в таблице приведены результаты расчетов синхронного момента по формуле (6) и заводского испытания для ряда значений скольжения. Как видно из таблицы, полученная по предлагаемой формуле характеристика среднего асинхронного момента СД с достаточной для практических расчетов точностью совпадает с ее заводской характеристикой.

Таблица

M_{ac}	0,05	0,1	0,15	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
завод.	1,63	2,28	2,64	2,61	2,52	2,44	2,38	2,3	2,23	2,16	2,07
расч.	1,65	2,31	2,63	2,61	2,54	2,46	2,38	2,3	2,23	2,15	2,08

Выводы

1. При определении среднего асинхронного момента СД необходимо учитывать зависимость параметров R'_2 , X'_2 ротора от скольжения.
2. Предлагаемый способ представления выражения среднего асинхронного момента достаточно прост и обеспечивает высокую точность.

ՍԻՆԽՐՈՆ ՇԱՐԺԻՉԻ ԱՍԻՆԽՐՈՆ ՄԱՍԻՆԻՏԻ ԲՆՈՒԹԱԳՐԻ ՄՈՏԱՐԿՈՒՄԸ

Ա մ փ ո փ ու մ

Քննարկվում է սինխրոն շարժիչի միջին ասինխրոն մոմենտի վերաբերումը վերլուծական մոտարկման միջոցով, որտեղ միջին ասինխրոն մոմենտը ներկայացվում է երկու էքսպոնենցիաների տարբերության տեսքով:

Միջին ասինխրոն մոմենտի արտահայտության մեջ մտնող հաստատուն պարամետրների արժեքները որոշվում են $M_{1c} = f(S)$ բնութագրի սահմանային սլայմաններից:

Առաջարկված բանաձևի հիման վրա ստացված սինխրոն շարժիչի միջին ասինխրոն մոմենտի արտահայտությունը համեմատվում է պորժարանային բնութագրի հետ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Черновец А. К., Шаргин Ю. М. Переходные процессы в системах электроснабжения собственных нужд станций при наличии синхронных электродвигателей. Тр. ЛПИ, № 357, Л., изд. ЛПИ, 1977.
2. Адоц Г. Т. Аппроксимация механической характеристики асинхронного электродвигателя экспоненциальной функцией. «Известия АН АзССР», № 3, 1951.
3. Конкордия, Чарлз. Синхронные машины. Переходные и установившиеся процессы. М.—Л., Госэнергоиздат, 1959.
4. Важная А. И. Основы теории переходных процессов синхронной машины. М.—Л., Госэнергоиздат, 1980.
5. Сыромятников Н. А. Режимы работы асинхронных электродвигателей. М., ГЭИ, 1955.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

С. Б. ОВАКИМЯН

ПРАВИЛА МАКСИМАЛЬНОГО ВЫРАВНИВАНИЯ
В ЗАДАЧАХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСОВ

1. *Постановка задачи.* Рассмотрим комплекс из n операций, выполняемых ресурсами одного вида в количестве $N(t)$ в момент t . Примем, что $N(t)$ кусочно-постоянная функция с разрывами в точках $T_1, T_2, \dots, T_p$. Обозначим N_S значение $N(t)$ в интервале (T_{S-1}, T_S) , $\Delta S = T_S - T_{S-1}$, $S = 1, 2, \dots, p$. ($T_0 = 0$).

Определим максимальный объем работ, который можно выполнить за заданное число интервалов T_q ($1 \leq q \leq p$). Рассмотрим случай линейных зависимостей скоростей операций от количества ресурсов:

$$h_i(v_i) = \begin{cases} v_i, & \text{если } 0 \leq v_i \leq b_i, \\ b_i, & \text{если } v_i > b_i, \end{cases}$$

где b_i — максимально возможное количество ресурсов, которое можно выделить на выполнение i операций.

Введем переменные x_{is} — объем i -ой операции, выполняемой в S -ом интервале. Для выполнения этого объема работ необходимы ресурсы в количестве $v_{is} = \frac{x_{is}}{\Delta S}$.

Общее количество ресурсов, требуемое в S -ом интервале для выполнения работ в объемах $\{x_{is}, i = 1, 2, \dots, n\}$, равно $\sum_{i=1}^n \frac{x_{is}}{\Delta S}$ и не должно превышать N_S . Целевая функция имеет вид:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{s=1}^q x_{is} \rightarrow \max \quad (1.1)$$

при ограничениях

$$\sum_{i=1}^n x_{is} \leq v_i, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (1.2)$$

$$\sum_{i=1}^n x_{is} \leq N_S \Delta S, \quad S = 1, 2, \dots, q. \quad (1.3)$$

$$0 \leq x_{is} \leq b_i \Delta S, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad S = 1, 2, \dots, q. \quad (1.4)$$

2. *Потоковая интерпретация и описание алгоритма.* Определим транспортную сеть со входом x_0 , выходом Z , n вершинами x_i ($i = 1, 2, \dots, n$) и q вершинами y_s ($s = 1, 2, \dots, q$). Вершину x_0 соединим с каждой вершиной x_i дугой $(0, i)$ пропускной способности $c_{0i} = w_i$, а x_i — с каждой вершиной y_s дугой (i, s) пропускной способности $c_{is} = b_i \cdot \Delta_s$. Наконец, каждую вершину y_s соединим с выходом Z дугой (s, Z) пропускной способности $c_{sZ} = N_s \cdot \Delta_s$.

Определим поток $\{x_{0i}, x_{is}, x_{sZ}\}$ максимальной величины в полученной транспортной сети. Эта задача эквивалентна (1.1)–(1.4). При этом $x_{0i} = \sum_{s=1}^q x_{is}$ равно объему выполненной части i -ой операции, а

$x_{is} = \sum_{l=1}^n x_{ils}$ — объему работ, выполненных в S -ом интервале.

Для решения задачи о максимальном потоке существует алгоритм Форда—Фалкерсона [1]. Однако специфика сети позволяет предложить существенно более эффективный алгоритм, в основе которого лежит процедура последовательного формирования потоков по дугам. В основе процедуры лежит правило максимального выравнивания остаточных уровней ресурсов (правило МВ)

$$M_{i,s} = N_s - \frac{1}{\Delta_s} \sum_{l=1}^{i-1} x_{ils}^0. \quad (2.1)$$

Потоки x_{is}^0 , полученные по этому правилу, должны удовлетворять следующему условию: если для каких-либо двух интервалов S и l имеет место $M_{iS} > M_{il}$, то имеет место либо $x_{iS} = b_i \cdot \Delta_s$, либо $x_{il} = 0$. Из этого условия следует простой алгоритм определения потоков x_{is}^0 по правилу МВ. Зададимся некоторым значением уровня $0 < \delta_i < \max_S M_{i-1,s}$.

Определим x_{is} согласно выражению

$$x_{is} = \begin{cases} 0 & \text{если } M_{i-1,s} < \delta_i, \\ (M_{i-1,s} - \delta_i) \Delta_s, & \text{если } M_{i-1,s} - b_i < \delta_i < M_{i-1,s}, \\ b_i \cdot \Delta_s, & \text{если } \delta_i < M_{i-1,s} - b_i. \end{cases} \quad (2.2)$$

Заметим, что при $\delta_i = \max_S M_{i-1,s}$ из (2.2) следует, что все $x_{is} = 0$, а при $\delta_i = 0$ — $x_{is} = \Delta_s \min(b_i, M_{i-1,s})$. Если $\sum_S \Delta_s \min(b_i, M_{i-1,s}) \leq w_i$, то $x_{is}^0 = \Delta_s \min(b_i, M_{i-1,s})$. Если же $\sum_S \Delta_s \min(b_i, M_{i-1,s}) > w_i$, то существует $\delta_i^0 > 0$, такое, что $x_{is}(\delta_i^0)$, определяемая формулами (2.2), удовлетворяет условию

$$\sum_{s=1}^q x_{is}(\delta_i^0) = w_i \quad (2.3)$$

в силу того, что $x_{is}(\delta_i)$ непрерывные возрастающие функции δ_i . В этом случае: $x_{is}^0 = x_{is}(\delta_i^0)$. Таким образом, задача определения потоков x_{is} на i -ом шаге алгоритма сводится к определению одной переменной уровня δ_i и заключается в решении линейных уравнений с одним переменным.

3. *Применение правила МВ на примере.* Рассмотрим комплекс из 4 операций, данные о которых приведены в таблице ($\tau_i = \frac{w_i}{\delta_i}$):

i	1	2	3	4
τ_i	3	2	4	5
b_i	6	5	4	2
w_i	18	10	16	10

Данные об уровнях ресурсов имеют вид:

S	1	2	2	4
Δ_S	2	3	2	3
N_S	5	7	10	6
$c_S = \Delta_S \cdot N_S$	10	21	20	18

Сначала определим оценку снизу для продолжительности комплекса. Для этого определим сумму объема всех операций $w_1 = \sum_{i=1}^n w_i = 54$. За первые три интервала можно выполнить работы в объеме не более $\sum_{i=1}^3 N_S \Delta_S = 51$. Выполнение оставшегося объема 3 в четвертом интервале потребует не менее $\frac{3}{N_4} = \frac{1}{2}$, поэтому оценка продолжительности комплекса: $T_{\min} = 7 \frac{1}{2}$. Проверим, возможно ли выполнение комплекса за это время, применяя правило МВ. На рис. 1 приведен график $N(t)$.

1 шаг. Рассматриваем первую операцию объема $w_1 = 18$. Из рис. 1 следует, что при уровне $\delta_1 = 7$ только $x_{13} = (N_3 - \delta_1) \cdot \Delta_1 = 6 > 0$, остальные $x_{15} = 0$, а при $\delta_1 = 6$ имеем $x_{12} = 3$, $x_{13} = 8$, остальные $x_{15} = 0$. При $\delta_1 = 5$, имеем $x_{12} = (N_2 - \delta_1) \cdot \Delta_1 = 6$, $x_{13} = (N_3 + \delta_1) \cdot \Delta_1 = 10$, $x_{14} = (N_4 - \delta_1) \cdot \Delta_1 = 0.5$. Так как $x_{12} + x_{13} + x_{14} = 16.5 < 18$, то $\delta_1 \leq 5$. Пусть $\delta_1 < 5$, тогда:

$$x_{11} = (N_1 - \delta_1) \Delta_1 = (5 - \delta_1) \cdot 2;$$

$$x_{12} = (N_2 - \delta_1) \Delta_2 = (7 - \delta_1) \cdot 3;$$

$$x_{13} = (N_3 - z_1) \Delta_3 = (10 - z_1) \cdot 2;$$

$$x_{14} = (N_4 - z_1) \Delta_4' = (6 - z_1) \cdot \frac{1}{2}.$$

Складывая и приравнявая $w_1 = 18$, получаем $z_1 \approx 4,8$ и, следовательно: $x_{11} = 0,4$; $x_{12} = 6,6$; $x_{13} = 10,4$; $x_{14} = 0,6$.

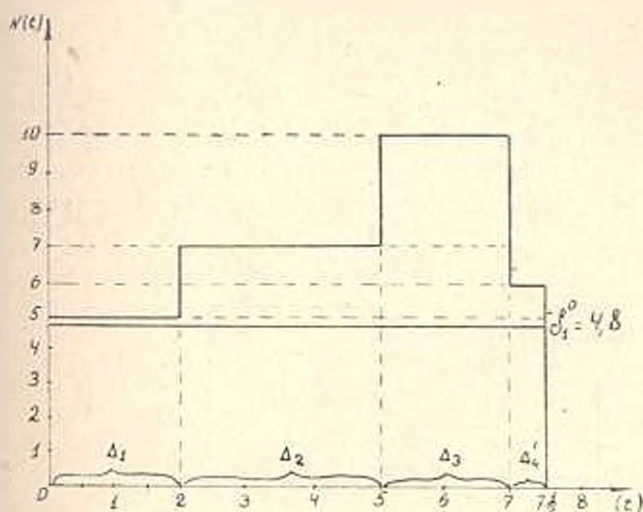


Рис. 1.

II шаг. Поскольку уровни ресурсов $M_{1s} = 4,8$ для всех s , то для остальных операций получаем задачу оптимизации при постоянном уровне ресурсов. Ее решение, как показано в [2]:

$$x_{1s} = z_s w_i \cdot \Delta_s;$$

где

$$z_s = \frac{M_{1s}}{\sum_{i=2}^4 w_i} = \frac{4,8}{36} = \frac{2}{15}, \quad i = 2, 3, 4; \quad S = 1, 2, 3, 4.$$

Ответ решения удобно привести в виде таблицы значений:

$i \backslash S$	1	2	3	4
1	0,4	6,6	10,4	0,6
2	$2 \frac{2}{3}$	4	$2 \frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$
3	$4 \frac{4}{15}$	$6 \frac{2}{5}$	$4 \frac{4}{15}$	$1 \frac{1}{15}$
4	$2 \frac{2}{3}$	4	$2 \frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$

4. *Обоснование алгоритма. Теорема.* Алгоритм распределения ресурсов, основанный на правиле МВ, дает оптимальное решение задачи.

Доказательство. Рассмотрим график N_s , показанный на рис. 2 сплошной линией и график $M_{j-1, s}$, показанный пунктиром. Очевидно, что поток на i -ом шаге алгоритма будет максимальным, если площадь, лежащая ниже двойной линии и выше графика $M_{j-1, s}$, будет минимальной (эта площадь заштрихована на рис. 2). Из этого следует, что на каждом из предыдущих шагов алгоритма необходимо, в первую очередь, использовать ресурсы, «лежащие выше» уровня b_i . Так как уровень b_i может быть любым, то следовательно, в первую очередь следует использовать ресурсы в интервалах с максимальными остаточными уровнями ресурсов, причем, это правило справедливо для любого шага алгоритма.

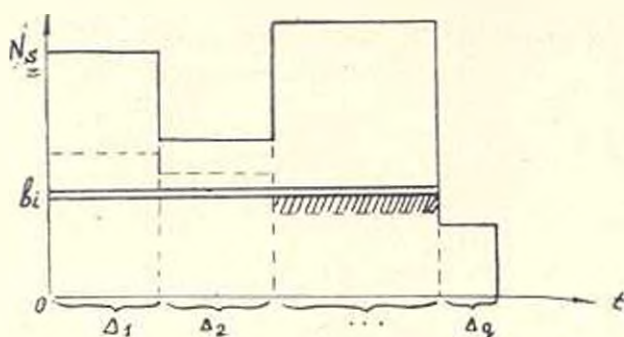


Рис. 2.

5. *Сопряженная задача.* Вернемся к потоковой интерпретации (1.1)–(1.4). Если заменить $N_i = \tau_i b_i$ в правой части неравенств (1.2), то можно заметить определенную симметрию постановки задачи. Действительно, рассмотрим комплекс из q операций, объемы которых $w_s = N_s \cdot \Delta_s$, а максимально допустимые уровни ресурсов $b_s = \Delta_s$, $S = 1, 2, \dots, q$. Количество ресурсов $N^*(t)$ также является кусочно-постоянной функцией времени с интервалами постоянства $\Delta_i = b_i$ и соответствующими уровнями $N_i^* = \tau_i$, $i = 1, 2, \dots, n$.

Обозначим x_{is} объем S -ой операции, который выполняется в i -ом интервале. Тогда задача максимизации объема выполняемых работ сводится к задаче о максимальном потоке вида (1.1)–(1.4), если обозначить переменные x_{si} как x_{is} . Поэтому оптимальное решение $\{x_{is}^*\}$ одной задачи будет определять и оптимальное решение $\{x_{is}^0 = x_{is}^*\}$ другой задачи. В новой задаче ресурсы N_s играют роль минимальных продолжительностей соответствующих операций $\tau_s = \frac{w_s}{b_s} = N_s$, длительности интервалов Δ_s — максимально допустимых

уровней ресурсов b_i , максимально допустимые уровни ресурсов δ_i — длительностей интервалов Δ_i , а минимальные длительности операций τ_i — уровней ресурсов в соответствующих интервалах. Применим теперь правило МВ для решения новой задачи и мы получим новый алгоритм для решения исходной задачи.

Пример. Построим график $N'(t)$. Поскольку $N'_i = \tau_i$, а $\Delta'_i = b_i$, то это график кусочно-постоянной функции, интервалы постоянства которой равны b_i , а значения функции в них равны τ_i (очередность интервалов можно брать любую, поэтому мы возьмем естественную очередность в порядке номеров операций 1.). Этот график показан на рис. 3.

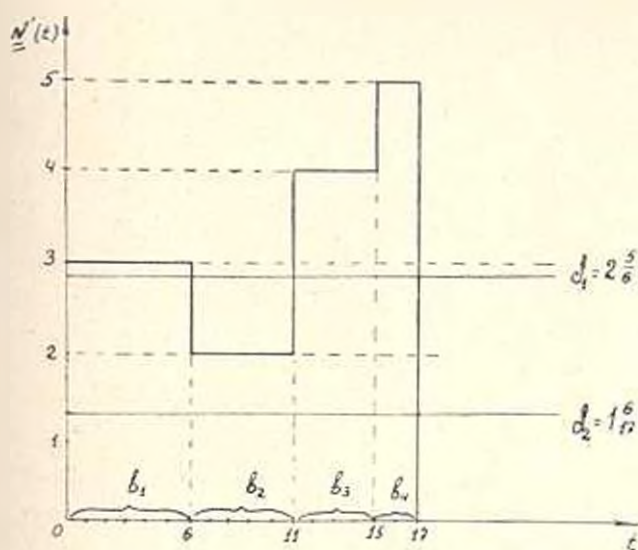


Рис. 3.

1 шаг. Берем операцию (сопряженной задачи) $S=1$ объема $w_1 = c_1 = N_1 \cdot \Delta_1 = 10$. Пусть $\delta_1 = 4$, тогда только $x'_{11} = (\tau_1 - \delta_1) \cdot b_4 = 2 > 0$, остальные $x'_{si} = 0$. Пусть $\delta_2 = 3$. Имеем $x'_{11} = x'_{12} = 0$, $x'_{13} = (\tau_2 - \delta_1) \cdot b_3 = 4$, $x'_{14} = (\tau_4 - \delta_1) \cdot b_4 = 4$. Так как $4 + 4 = 8 < 10$, то $\delta_1 < 3$. Пусть $2 \leq \delta_1 < 3$, тогда $x'_{11} = (3 - \delta_1) \cdot 6$, $x'_{12} = 0$, $x'_{13} = (4 - \delta_1) \cdot 4$, $x'_{14} = (5 - \delta_1) \cdot 2$.

Определяем δ_1 из уравнения

$$6(3 - \delta_1) + 4(4 - \delta_1) + 2(5 - \delta_1) = 10, \quad \delta_1 = 2 \frac{5}{6},$$

следовательно:

$$x'_{11} = 1; \quad x'_{12} = 0; \quad x'_{13} = 4 \frac{2}{3}; \quad x'_{14} = 4 \frac{1}{3}.$$

II шаг. $S=2$, $w_2 = c_2 = 21$. Очевидно, что $\delta_2 < 2$, т. к. при $\delta_2 = 2$ имеем:

$$x'_{11} = 5; \quad x'_{12} = 0; \quad x'_{22} = 3 \frac{1}{3}; \quad x'_{24} = 1 \frac{2}{3}; \quad \sum_{i=1}^4 x'_{2i} = 10 < 21.$$

Пусть $\bar{z}_2 = 2$, тогда

$$\begin{aligned} x'_{21} &= (\bar{z}_2 - \bar{z}_1) \cdot 6; & x'_{22} &= (2 - \bar{z}_2) \cdot 5; \\ x'_{23} &= \left(2 \frac{5}{6} - \bar{z}_2\right) \cdot 4; & x'_{24} &= \left(2 \frac{5}{6} - \bar{z}_2\right) \cdot 2. \end{aligned}$$

Определяем $\bar{z}_2$ из уравнения

$$\left(2 \frac{5}{6} - \bar{z}_2\right) \cdot 6 + (2 - \bar{z}_2) \cdot 5 + \left(2 \frac{5}{6} - \bar{z}_2\right) \cdot 4 + \left(2 \frac{5}{6} - \bar{z}_2\right) \cdot 2 = 21,$$

$\bar{z}_2 = 1 \frac{6}{17}$, следовательно:

$$x'_{21} = 8 \frac{15}{17}; \quad x'_{22} = 3 \frac{4}{17}; \quad x'_{23} = 5 \frac{47}{51}; \quad x'_{24} = 2 \frac{49}{51}.$$

III шаг. Поскольку уровни ресурсов $\bar{z}_i$ одинаковы для всех i , то для остальных i решение находим сразу. Во-первых, общий объем работ сопряженной сети, который можно выполнить оставшимися ресурсами, равен $\bar{z}_3 \cdot 17 = 23$. Следовательно, можно выполнить всю третью операцию ($x'_3 = c_3 = 20$) и четвертую операцию в объеме 3 единицы. С учетом этого имеем:

$$\begin{aligned} x'_{11} &= 20 \frac{6}{17}; & x'_{22} &= 20 \frac{5}{17}; & x'_{23} &= 20 \frac{4}{17}; & x'_{24} &= 20 \frac{2}{17}; \\ x'_{31} &= 3 \frac{6}{17}; & x'_{32} &= 3 \frac{5}{17}; & x'_{33} &= 3 \frac{4}{17}; & x'_{34} &= 3 \frac{2}{17}. \end{aligned}$$

Окончательно получаем для исходной задачи минимальную продолжительность комплекса

$$T_{\min} = \sum_{j=1}^3 b_j + \frac{y_4}{v_4} = \sum_{i=1}^4 \Delta_i + \frac{y_4}{N_4} = 7 \frac{1}{2},$$

где $y_i = \sum_{a=1}^4 x'_{ia}$ — объем выполненной части операции S в сопряженной сети.

Значения $x'_{34} = x'_{34}$ приведены в таблице.

Решение отличается от полученного прямым правилом МВ, но также является оптимальным. Существует тесная связь между сопряженным правилом МВ и известным эвристическим правилом распределения ресурсов по степени критичности операции (правило СК) [3], которая в момент t записывается в виде:

$$\Delta_i(t) = \frac{w_i - x_i(t)}{b_i} \quad (5.1)$$

$\begin{array}{c c} S \\ i \end{array}$	1	2	3	4
1	1	$8 \frac{15}{17}$	$7 \frac{1}{17}$	$1 \frac{1}{17}$
2	0	$3 \frac{4}{17}$	$5 \frac{15}{17}$	$\frac{15}{17}$
3	$4 \frac{2}{3}$	$5 \frac{47}{51}$	$1 \frac{12}{17}$	$\frac{12}{17}$
4	$4 \frac{1}{3}$	$2 \frac{49}{51}$	$2 \frac{6}{17}$	$\frac{6}{17}$

Теорема. Распределение ресурсов, полученное на основе правила СК, является оптимальным.

Доказательство. Достаточно показать, что правило СК эквивалентно сопряженному правилу МВ. Для этого рассмотрим s -ый шаг алгоритма, основанного на сопряженном правиле МВ. На каждом таком шаге ресурсы $N_s \Delta_s$ в первую очередь направляются на операции i с максимальной величиной

$$M'_{s-1,i} = \frac{w_i - \sum_{n=1}^{s-1} x_n}{b_i}. \quad (5.2)$$

Сравнивая (5.2) с (5.1) легко видеть, что $M'_{s-1,i}$ есть не что иное, как степень критичности операции i в данный момент (в начале S -го интервала).

6. Заключение. Описанные алгоритмы позволяют решить задачу минимизации времени выполнения комплекса операций. Для этого достаточно определить ближайший момент времени, для которого в оптимальном решении рассмотренной задачи все операции выполнены. Для этого удобно применять сопряженное правило МВ, т. е. правило СК.

ГСКБ ПЭА

Поступило 7 III. 1980

Ա. Ռ. ՀՈՂԱԿԵՐՅԱՆ

ԱՌՈՒԼԻԱԿՈՒԹՅՆ ՀԱՎԱՍԱՐՆՑՄԱՆ ԿԱՌՆՉ ՌԵՍՈՒՐՍՆԵՐԻ
ԲԱՇԽՄԱՆ ԽՆԴԻՐՆԵՐՈՒՄ

Ա. Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Դիտարկվում է անկախ գործողությունների (աշխատանքների) բազմության վրա ռեսուրսների բաշխման խնդիրներ, գործողությունների համակարգի ավարտման նվազագույն ժամանակահատվածի տեսակետից: Գործողություն-

ների կատարման արտոգոթյունները գծային ֆունկցիա են ուսուրսների քանակից, որը իր հերթին ընդհատվող հաստատուն ֆունկցիա է ժամանակից:

Առաջարկվում է ուսուրսների առավելագույն համահամապատասխան քաղաքական կանոն և տրվում է նրա օպտիմալության ապացույցը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Форд-Фалкерсон. Поток в сетях. М., «Наука», 1954.
2. Бурков В. Н., Горсидзе Н. А., Ловецкий С. Е. Прикладные задачи теории графов. Тбилиси. «Мецниереба», 1974.
3. Бурков В. Н., Ловецкий С. Е. Максимальный поток через обобщенную транспортную сеть. «Автоматика и телемеханика», т. XXVI, № 12, 1964.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

С. С. КИПАРИСОВ, А. П. ПАНКЕВИЧ, Л. А. ГАСПАРЯН

ВЛИЯНИЕ ДОБАВКИ КАРБИДА ТИТАНА НА ЭКСПЛУАТАЦИОННУЮ СТОЙКОСТЬ СПЕЧЕННОГО ЭЛЕКТРОДНОГО МАТЕРИАЛА В УСЛОВИЯХ АРГОНО-ДУГОВОЙ СВАРКИ С АКТИВИРУЮЩИМ ФЛЮСОМ

Известно, что добавка карбидов циркония [1] и вольфрама [2] в состав катодных гетерогенных сплавов позволяет повысить целый ряд их физико-механических свойств. В настоящем исследовании получено влияние добавки карбида титана — широко доступного и недорогого — на эксплуатационную стойкость спеченного электродного материала $W + Y_2O_3$ в условиях аргоно-дуговой сварки с применением порошкового активирующего флюса, содержащего TiO_2 , SiO_2 и W .

Исходные порошки $W + Y_2O_3$ готовились методом совместного осаждения соединений вольфрама и иттрия, разработанным в МИСиС, который следует рассматривать как наиболее перспективный, т. к. обеспечивает смешение компонентов на атомном уровне, равномерное и тонкодисперсное распределение активирующей присадки Y_2O_3 в вольфрамовой матрице и дополнительную очистку материала от некоторых примесей. Для получения порошков использовали вольфрамовую кислоту и азотнокислый иттрий, удовлетворяющие требованиям ГОСТ 2197-43 и ТУ6-09-3195-73. В качестве добавки взят порошок TiC производства ВНИИТС, согласно ТУ 48-19-78-73.

Исследование выполнено с применением метода математического планирования эксперимента. В качестве основных факторов выбраны:

- содержание окиси иттрия в электродном материале, %;
- количество добавки карбида титана, %;
- время смешивания исходных порошков при приготовлении шихты, час;
- время высокотемпературного спекания спрессованных заготовок, час.

Содержание окиси иттрия варьировалось для более полного описания параметра оптимизации. Значение факторов на основном уровне, интервалы их варьирования и матрица планирования представлены в табл. Параметр оптимизации y — длина шва, который удалось проварить электродами до изменения формы его рабочего участка и проплавляющей способности дуги.

Условия проведения эксперимента и матрица планирования

Факторы	Содержание Y_2O_3 , %	Содержание TiC, %	Время смешивания исходных порошков, час	Время выдержки при высокой температуре спекания, час	Параметр оптимизации Y — длина шва, мм
Основной уровень	4	4	18	1,3	
Интервал варьирования	1	1	6	0,5	
Верхний уровень (+)	5	5	24	2,0	
Нижний уровень (—)	5	3	12	1,0	
Код X_i	X_1	X_2	X_3	X_4	Y
Опыт 1 +	—	—	—	—	290
• 2 +	+	+	—	—	350
• 3 +	—	—	+	—	310
• 4 +	+	—	—	+	345
• 5 +	—	+	+	—	350
• 6 +	—	+	—	+	365
• 7 +	—	—	+	+	300
• 8 +	+	+	+	—	370
Опыт 9*	$W + 3\% Y_2O_3$				250
Опыт 10*	$W + 5\% Y_2O_3$				265

* Для сравнения.

Приготовление смесей ($W + Y_2O_3$) + TiC осуществлялось в шаровой мельнице, футерованной твердосплавными пластинами ВК4, в среде спирта. Размольные тела — твердосплавные шары диаметром 6—8 мм. Скорость вращения барабана $\sim 0,7 N_{кш}$. Соотношение — шихта: шары — 1:2,5. Заготовки электродов диаметром 5 мм и длиной 78 мм прессовались в стальной прессформе на гидравлическом прессе при давлении 3 т/см². Спекание заготовок производилось согласно методике [1]. Структура спеченного электродного материала представлена на рис.

Электродные заготовки обрабатывались до 3 мм по диаметру с углом заточки 30° и испытывались при сварке листовой стали Х19Н9Т толщиной 6 мм по режиму: сварочный ток — 160 А; напряжение — 12 В; скорость движения электрода — 10 м/час; длина дуги — 1 мм с применением активирующего флюса; защитный газ — аргон.

Результаты испытаний приведены в табл.

На основании полученных данных построено уравнение математической модели:

$$Y = 335 + 8,7X_1 + 23,7X_2 - 2,5X_3 + 10X_4. \quad (1)$$

Величина доверительного интервала коэффициентов при уровне значимости $\alpha = 0.05$ составила $\Delta b_i = \pm 7,4$, и, следовательно, премя смещения X_i — незначимо. С учетом статистической значимости коэффициентов уравнение (1) принимает вид:

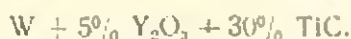
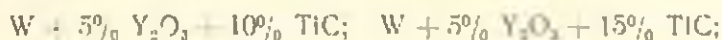
$$Y = 335 + 8,7X_1 + 28,7X_2 + 10X_3. \quad (2)$$



Рис. Структура спеченного электродного материала а — $W + 5\% Y_2O_3 \times 500$; б — $W + 5\% Y_2O_3 + 5\% TiC \times 2000$.

Расчетное значение F -критерия (1.93) меньше табличного (225) и гипотеза об адекватности уравнения (2) не отвергается. Коэффициенты уравнения показывают, что выбранные нами факторы (значимые) оказывают существенное влияние на параметр оптимизации, и, в частности, введение 3—5% карбида титана X_3 в состав спеченного материала $W + Y_2O_3$ весьма эффективно повышает его эксплуатационную стойкость при данных условиях сварки с активирующим флюсом. Положительное влияние карбида титана очевидно: имея низкую работу выхода электрона (2,3 эВ), он улучшает эмиссионную способность катода на основе вольфрама.

Для уточнения границ области, описываемой уравнением (2), приготовлены и испытаны электроды следующего состава:



Испытания показали, что стойкость этих электродов крайне низкая, через 2—3 сек после зажигания дуги их рабочий участок оплавился. Это можно объяснить низкой теплопроводностью электродного материала. В интервале температур 2000—3000° К теплопроводность карбида титана — 44—48 Вт/м.град, окиси иттрия — 2 Вт/м.град, вольфрама 92—100 Вт/м.град. Введение добавок в вольфрамовую матрицу неизбежно снижает теплопроводность катодного материала и увеличивает тепловую напряженность электрода при работе. При использовании карбида

титана — добавки необходимо учитывать существования в системе $W-TiC$ эвтектики с температурой плавления $2875^{\circ}K$.

Теплопроводность катодного материала $W + Y_2O_3 + TiC$ с большим количеством добавки (15—35% в сумме) оказалась недостаточной: рабочий конец электрода перегревается и оплавляется.

Для данных условий сварки при токе 160 А количество добавки, введенной в вольфрамовую основу, не должно превышать в сумме 10—12%. С увеличением плотности сварочного тока количество добавки необходимо уменьшить.

МИСнС

Поступило 25 XI 1975

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Амосов В. А., Карелин Б. Н., Кибышкин В. В. Электродные материалы из оснотугоплавких металлов. М., «Металлургия», 1976. 223 с.
2. Сироткин Г. Д. Консп. лекц. по курсу «Химия и технология катодов электровакуумных приборов», Иваново, 1974. 345 с.

Ր Ո Վ Ա Ն Դ Ա Կ Ո Ւ Թ Յ Ո Ւ Ն

12

Մ Ն Ք Ի Ն Ա Շ Ի Ն Ո Ւ Թ Յ Ո Ւ Ն

9. Ս. Համբարջյան:	Առարմենակառչման համակարգի ընդլայնված դասակարգումը	3
10. Ս. Տիր-Ազատի, Ս. Ս. Եղիշյան:	Կորպորատի ազդեցությունը առանձին հատկությունները հարմար ուժի վրա բնական շարժերի ու ազատ կորման մասանակ	9
11. Ջ. Քաջենյան:	Կոշտ քաղցրով բնականաբար ավտոմատիկ հետզ համակարգի հաշվարկը շրջանակի բաշխական հարթության մեջ մոման ղեկարգում	13
12. Լ. Պետրոսյան, Գ. Ս. Արիտյան, Գ. Վ. Մուսոյիլյան:	«Հղկանյութ-կառավարող» կառավարման համակարգի մեխանիկական հատկությունները հաշվի առնելով նյութի իրական մակրոէկենոմիկոսը	18

Շ Ի Ն Ա Ր Ա Ր Ա Կ Ա Ն Մ Ի Ն Ա Ն Ի Կ Ա

1. Ս. Կոլոմոյա, Ս. Ն. Պետրեյկով:	Մոդուլի տեսության մի վարիանցիոն խնդրի մասին երկաթբետոնե հեծանային սայի մոման հաշվարկի ղեկարգում բետոնի նառվածքի հաշվարկում	23
----------------------------------	--	----

Է Լ Ե Կ Տ Ր Ա Տ Ե Ն Ի Կ Ա

2. Կամբարջյան, Ս. Ս. Սիմոնյան:	Սինթետիկ շարժիչ տանիքներն մոմանի բնութագրի մոտարկումը	31
--------------------------------	---	----

Հ Ա Շ Վ Ո Վ Ա Կ Ա Ն Տ Ն Խ Ն Ի Կ Ա

3. Մ. Հովակիմյան:	Առաջնայությունը համահամարակցման կանոնը ռեաուրսների բաշխման խնդրներում	36
-------------------	---	----

Գ Ի Տ Ա Կ Ա Ն Ն Ո Ւ Թ Ն Ր

4. Ս. Կլապրիսով, Ա. Պ. Պանկևիչ, Լ. Հ. Կոստյաչյան:	Տիտանի կարրիդի ազդեցությունը թրծված էլեկտրոդային նյութի շահագործմանը կայունության վրա արգոն-ազոտ-նային հաակցման սպայմաններում ախտիվացնող ֆլյուսի կիրառումը	43
---	--	----

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. С. Амбарян. Расширенная классификация системы зубчатых зацеплений	1
И. А. Тер-Азарьян, С. С. Егиан. Особенности влияния сечения среза на силу при несвободном резании природного камня	9
Г. Дж. Кочинян. Расчет несущей системы грузового автомобиля с жестким кузовом при изгибе в поперечной плоскости рамы	13
Г. Н. Петросян, Г. С. Аноян, Г. В. Мусасян. Механические свойства композиций «каблук-связка» с учетом реальной пористости материала	18

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

Л. М. Гайтова, Е. Н. Пересыпкин. Об одной вариационной задаче в теории ползучести при расчете на изгиб железобетонной «ялочной» плиты с учетом усадки бетона	21
--	----

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

К. А. Гумбурия, С. Е. Минасян. Аппроксимация характеристики асинхронного момента синхронного двигателя	31
--	----

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

С. Б. Овакимян. Правила максимального выравнивания в задачах распределения ресурсов	36
---	----

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

С. С. Кипирисов, А. П. Панкенич, Л. А. Гаспарян. Влияние добавки карбида титана на эксплуатационную стойкость спеченного электродного материала в условиях аргоно-дуговой сварки с активизирующим флюсом	43
--	----

