

Авторефер.

А87

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
У С С Р

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ИМ. М.В. ЛОМОНОСОВА

(на правах рукописи)

аспирант АРХАНГЕЛЬСКИЙ Георгий Владимирович

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ИМПУЛЬСНЫХ ВАРИАТОРОВ

Специальность 05. 02. 02 Машинное строительство и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Одесса - 1973

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
У С С Р

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ИМ. М.В. ДОМОНОСОВА

(на правах рукописи)

аспирант АРХАНГЕЛЬСКИЙ Георгий Владимирович

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ИМПУЛЬСВНЫХ ВАРИАТОРОВ

Специальность 05. 02. 02 Машиноведение и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Переучет 19, 87 г.

Одесса - 1973

~~С.В. 12/99~~ v012199

Одесский технологический
институт пищевой промыш-
ленности им. М.В. Домоносова
БИБЛИОТЕКА

ОНАХТ 16.03.11
Исследование планетар



v012199

Работа выполнена в Одесском технологическом институте пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
В.Ф. МАЛЬЦЕВ

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор КИРДЯШЕВ Д.Н. (Донецкград),
кандидат технических наук, доцент ЛОБУСОВ В.М. (Краснодар).

Ведущее предприятие - специальное конструкторское бюро специальных станков (Одесса).

Автореферат рассмотрен " " 1973 г.

Защита диссертации состоится "26" октября 1973 г.

на заседании Совета Одесского технологического института пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова, г.Одесса, ул.Свердлова, 112.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзыв на реферат в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, просим направить в Совет института по адресу: г. Одесса, 270039, ул.Свердлова 112.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА

Л.А. ЗАБОРОЖЕЦ

В В Е Д Е Н И Е

XXIV съезд КПСС определил основные направления в развитии народного хозяйства нашей страны и создании материально-технической базы коммунистического общества. Решение поставленных задач немаловажно без повышения уровня автоматизации и механизации производственных процессов. Повышение производительности труда, улучшение качества выпускаемой продукции, оптимизация технологических процессов требует использования в качестве привода различных исполнительных механизмов и рабочих органов производственных машин бесступенчато-регулируемых передач, которые в настоящее время все больше и больше находят применение в самых разнообразных областях современной техники.

Среди бесступенчатых передач особое место занимает импульсивные вариаторы, обладающие рядом достоинств: компактностью, способностью, широким диапазоном регулирования, импульсивностью движения ведомого вала. Из перечисленных достоинств необходимо выделить импульсивность движения, которая позволяет получить ряд положительных эффектов при виброточении, вибростерлении, резке камня, мерзлых грунтов и выполнении других технологических процессов.

В Советском Союзе импульсивные вариаторы выпускаются крупными сериями заводами "Узбексельмаш" и "Ташсельмаш". Ряд наших заводов выпускают импульсивные вариаторы для их внутренних нужд. В большинстве зарубежных промышленных стран (США, ФРГ, Япония, Англия и др.) импульсивные вариаторы изготавливаются специализированными фирмами как объекты общемашиностроительного применения. Ряд конструкций импульсивных вариаторов используются для автоматического регулирования скоростных и силовых режимов машинных агрегатов. Среди импульсивных вариаторов одним из перспективных видов являются управляемые планетарные импульсивные вариаторы, которые могут быть использованы в качестве бесступенчатых приводов к металлорежущим и деревообрабатывающим станкам, различным машинам пищевой, текстильной, химической промышленности и т.д. Эти вариаторы обладают по сравнению с наиболее совершенными непланетарного типа зубчато-рычажными импульсивными вариаторами рядом преимуществ, главные из которых следующие: позволяют получить более широкий диапазон регулирования и могут работать при этом как в сторону увеличения, так и уменьшения до нуля угловой скорости ведомого вала от угловой скорости приводного электродвигателя, по

конструкции проще, при передаточном отношении $i = 1$ могут работать в режиме муфты, имеют меньшую неравномерность вращения ведомого вала при одном и том же числе преобразующих механизмов. По ширине диапазона регулирования с планетарными импульсивными вариаторами из механических передач могут сравниться только замкнутые дифференциальные. Однако в последних наличие циркулирующей мощности в замкнутом контуре вариатора приводит к снижению к.п.д. и особенно значительному в зоне малых передаточных отношений. Проблемой бесступенчато-регулируемых приводов занимались многие советские и зарубежные ученые. Специальные исследования в области импульсивных вариаторов непланетарного типа были выполнены: В.Ф. МАЛЫЦЕВЫМ, С.А. ЧЕРКУДИНОВЫМ, В.М. ЛОБУСОВЫМ, М.К. УСКОВЫМ, А.Ф. ТОРГОВИЦКИМ, Я.И. ЕСИПЕНКО и многими другими.

Планетарные импульсивные вариаторы можно разделить на 2 группы: автоматические и регулируемые.

В настоящее время автоматические бесступенчатые планетарные импульсивные передачи, принцип действия которых основан на использовании центробежных сил инерции грузовых звеньев довольно полно исследованы в работах: Н.К. КУЛИКОВА, М.Ф. БАЛКИ, Г.Г. ВАСИНА, В.А. УМНЯШКИНА, А.И. ЛЕОНОВА и многих других. Управляемый планетарным импульсивным вариатором, являющимся сочетанием планетарного механизма с регулируемым преобразующим рычажным механизмом, в состав которого входят механизмы свободного хода (МСХ), несмотря на отмеченные их достоинства, не уделялось должного внимания в их теоретическом и экспериментальном исследовании, а также разработке методики расчета и проектирования. В технической литературе приводятся описание схем и конструкций планетарных импульсивных вариаторов и некоторые сведения по кинематике. До настоящего времени практически отсутствовали работы по исследованию кинематики планетарных импульсивных вариаторов, которые в силу наличия МСХ имеют некоторые особенности. Так как различные схемы планетарных импульсивных вариаторов обладают различными кинематическими возможностями, то прежде всего встал вопрос выявления наиболее рациональных схем, позволяющих получить широкий диапазон регулирования.

В существующих импульсивных вариаторах наибольшее распространение получил кривошипно-коромысловый преобразующий механизм, который подробно исследован в работах и имеется методика его синтеза. Однако этот преобразующий механизм обладает рядом недостат-

ков, отсутствующих в кривошипно-кулисном преобразующем механизме, применение которого в качестве преобразующего в импульсивных вариаторах до настоящего времени не изучено. Вопросы выбора наиболее рационального преобразующего механизма импульсивного вариатора являются актуальными и требуют решения особо в связи с разработкой новых конструкций вариаторов.

МСХ, установленные в сателлитах планетарных импульсивных вариаторах совершают сложное движение, вынуждающее в работе МСХ ряд особенностей, которые должны быть изучены для правильного выбора и расчета параметров МСХ. Подавляющее большинство работ по исследованию динамики импульсивных вариаторов выполнены без учета податливости МСХ. Однако вследствие переменности передаточного отношения преобразующего механизма, податливость МСХ как наиболее податливого элемента импульсивных вариаторов, оказывает значительное влияние на максимальные динамические нагрузки, неравномерность вращения ведомого вала и законы его движения. Динамика управляемых импульсивных вариаторов с учетом упругости МСХ в данное время требует дальнейшего изучения по линии как теоретических, так и экспериментальных исследований, а также решения задач динамики регулируемых импульсивных вариаторов в обобщенном виде. Наиболее слабыми звеньями любой импульсивной передачи являются МСХ, лимитирующие ее надежность и долговечность. Поэтому для правильного расчета МСХ на циклическую прочность необходимо знать наибольшие динамические нагрузки и законы их изменения за цикл работы вариатора.

Особое место при изучении динамики планетарных импульсивных вариаторов занимает их работа в режиме муфты, когда при периодическом законе изменения внешней нагрузки в силу наличия МСХ, являющихся упругими звеньями с односторонней упругой связью возможны неустойчивые режимы работы.

Целью данной работы является: разработка основ теории расчета и проектирования управляемых планетарных импульсивных вариаторов. Все это потребовало решения следующих задач:

1. Теоретическое исследование кинематики различных схем планетарных импульсивных вариаторов, определение их кинематических возможностей и обоснование наиболее рациональной схемы, обеспечивающей широкий диапазон регулирования.

2. Кинематическое исследование и синтез кривошипно-кулисного преобразующего механизма с углом передачи $\gamma = 90^\circ$.

3. Теоретическое исследование периодов заклинивания и свободного хода и обоснование выбора типа прижимных устройств МСХ, работающих в планетарном режиме.

4. Исследования основных вопросов динамики различных режимов работы планетарного импульсивного вариатора с учетом упругой податливости МСХ.

5. Экспериментальные испытания планетарного импульсивного вариатора по определению динамических усилий нагруженных элементов вариатора с целью проверки теоретических исследований, а также определение к.п.д. и коэффициента падения угловой скорости ведомого вала.

6. На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработать основы методики расчета и проектирования планетарного импульсивного вариатора с широким диапазоном регулирования и обосновать рекомендации по выбору его основных параметров.

Работа состоит из семи глав.

В первой главе дается обзор существующих конструкций и схем планетарных импульсивных вариаторов, часть которых предложена автором. Выполнен сравнительный анализ систем и конструкций вариаторов.

Во второй главе производится теоретическое исследование кинематики различных схем планетарных импульсивных вариаторов. Так как планетарные импульсивные вариаторы являются сочетанием планетарного механизма с рычажным преобразующим механизмом, в состав которого входят МСХ, являющиеся механизмами с односторонними связями, то кинематика планетарных импульсивных вариаторов имеет свои особенности по сравнению с кинематикой планетарных вариаторов, включающих неимпульсивную регулируемую передачу. Эти особенности заключаются в том, что в силу наличия МСХ в зоне некоторых передаточных отношений планетарного механизма осуществить передачу движения от ведущего звена к ведомому не представляется возможным, а наличие рычажного преобразующего механизма не дает возможности выбирать некоторые звенья планетарного механизма в качестве ведущих.

В результате исследований выявлены кинематические возможности различных схем планетарных импульсивных вариаторов и пределы изменения передаточных отношений. Показано, что некоторые вариаторы могут работать как на повышение угловой скорости ведомого вала от угловой скорости приводного двигателя, т.е. в режиме бесступенчатого мультипликатора, так и на понижение угловой скорости ведомого вала от угловой скорости приводного двигателя, т.е. в режиме бесступенчатого редуктора. Другие типы планетарных импульсивных вариаторов в силу наличия МСХ работают либо только в мультипликаторном режиме, либо только в редукторном. Планетарные импульсивные вариаторы, у которых ведущим звеном является водило, а ведомым - центральное зубчатое колесо обладает наибольшими кинематическими возможностями и их передаточное отношение может быть описано одним общим выражением

$$i_g = 1 \pm i_n^0 / i_z \quad (1)$$

где

$i_n^0 = \frac{\omega_{от}}{\omega_g}$ - обобщенное передаточное отношение преобразующего механизма относительно водила $i_n^0 > 0$;

i_z - передаточное отношение зубчатой передачи планетарного механизма при неподвижном водиле и равное отношению чисел зубьев сателлита к числу зубьев центрального колеса,

ω_g - угловая скорость водила,

ω_{or} - угловая скорость ведущего звена МСХ относительно водила.

При работе вариатора в мультипликаторном режиме в выражении (1) берется верхний знак, в редукторном режиме - нижний. Когда $i_n^0 = 0$ вариатор работает в режиме муфты. Переход вариатора с одного режима работы на другой при неизменном направлении вращения ведущего звена осуществляется за счет реверсирования МСХ. В силу наличия МСХ передача движения от ведущего звена вариатора к ведомому при работе в режиме бесступенчатого редуктора возможна только тогда, когда

$$1 < i_n^0 / i_z \quad (2)$$

Если условие (2) выполняться не будет, то МСХ будет работать в обгонном режиме. Если

$$i_n^0 / i_z > 2,$$

то при работе вариатора в редукторном режиме угловая скорость ведомого звена будет больше угловой скорости ведущего.

Из выражения (2) видно, что при переходе на редукторный режим за счет реверсирования МСХ происходит реверсирование ведомого звена вариатора. Но так как реверсирование МСХ связано с конструктивным усложнением вариатора и при реверсировании МСХ происходит реверсирование ведомого вала вариатора, то для работы вариатора как в режиме мультипликатора, так и редукторе при одном и том же направлении вращения ведомого вала и направлении заклинивания МСХ необходимо реверсировать приводной электродвигатель.

Если в рассматриваемом типе импульсных планетарных вариаторов в качестве ведущего звена вариатора выбрать центральное зубчатое колесо, а водило сделать ведомым, то передачу движения от центрального колеса к водилу осуществить нельзя в силу наличия самоторможения. На основе проведенных исследований показано, что наиболее рациональной схемой планетарного импульсного вариатора, позволяющего получить широкий диапазон регулирования и работающего как в мультипликаторном, так и редукторном режимах, яв-

ляется вариатор, предложенный профессором В.Ф. МАЛЬЦЕВЫМ - рис. I
Для данного вариатора

$$i_n^0 = i_n$$

где i_n - передаточное отношение преобразующего механизма относительно водила.

В заключении главы произведено исследование кинематики кривошипно-кулисного преобразующего механизма, имеющего постоянный угол передачи движения $\gamma = 90^\circ$ при регулировании за счет изменения длины кривошипа, что позволяет получить наибольшие пределы изменения передаточного отношения. В результате исследований получено выражение, связывающее среднее передаточное отношение преобразующего механизма с размерами его звеньев. Для кривошипно-кулисного преобразующего механизма получены максимально-возможные значения: коэффициента изменения скорости обратного хода и среднего передаточного отношения. При этом передаточное отношение кривошипно-кулисного преобразующего механизма почти в два раза меньше, чем у кривошипно-коромыслового, а коэффициент изменения скорости обратного хода у кулисного преобразующего механизма может быть в два раза больше, чем у кривошипно-коромыслового. Последнее обстоятельство позволяет при использовании кулисного механизма уменьшить неравномерность вращения ведомого вала вариатора.

В третьей главе рассматриваются вопросы работы МСХ в планетарном режиме, когда звенья МСХ помимо вращения относительно оси МСХ совершают переносное вращательное движение вместе с осью.

В этом случае центробежные и тангенциальные силы инерции ролика от переносного движения в зависимости от расположения ролика в координатной системе, связанной со звездочкой, имеют различное направление и при этом могут влиять на работу МСХ. Поэтому вопросы заклинивания, свободного хода и выбора типа прижимных устройств для данного режима МСХ имеют свои особенности. В работе производится исследование наиболее простых, не требующих специальных производств и нашедших широкое применение в современной технике, МСХ с цилиндрическими роликами. МСХ с эксцентриковыми роликами требуют специальных производств и имеют ограниченное применение.

Составлены уравнения самозаклинивания роликовых МСХ с учетом сил инерции переносного движения. Из этих уравнений получено выражение, определяющее угол заклинивания α МСХ, работающих в планетарном режиме. После ряда упрощений получена формула, позволяющая выявить влияние центробежных сил инерции ролика от переносного движения на величину угла заклинивания. В результате проведенных вычислений для различных параметров МСХ и угловых скоростей ω переносного движения выявлено, что центробежные силы инерции переносного движения незначительно влияют на величину угла заклинивания.

При больших ω центробежная сила инерции F_n ролика от переносного движения может достигать больших значений. Поэтому при использовании индивидуальных прижимных устройств, обеспечивающих контакт ролика с обеими обоймами, когда сила F_n и сила P прижима будут иметь одинаковое направление, потери на трение будут велики, а вместе с этим увеличивается и износ. Так как сила F_n меняет направление по отношению к звездочке при вращении последней, то при индивидуальных прижимных устройствах ролик будет совершать колебательное движение в период свободного хода МСХ, и при этом может нарушиться контакт ролика с обеими обоймами в момент начала заклинивания. Поэтому для МСХ, работающих в планетарном режиме целесообразно использовать сепараторные прижимные устройства. Показано, что для уменьшения усилия пружины сепараторного прижимного устройства и улучшения условий работы МСХ необходимо стремиться к максимально возможному числу роликов и уменьшению их диаметра. Получены выражения, позволяющие вычислить моменты, которые необходимо создать пружинной сепараторной прижимной устройством, чтобы обеспечить контакт роликов с обеими обоймами МСХ в момент начала заклинивания.

Найдены выражения, определяющие значения угловых скоростей звездочки относительно оси МСХ, при которых в период свободного хода ролик будет вращаться. После теоретического исследования дается рекомендация по применению типа МСХ, устанавливаемых в сателлитах планетарных импульсных вариаторов. Показано, что при работе в планетарном режиме целесообразно применение механизмов свободного хода с эксцентриковыми кольцами, которые обладают высокой нагрузочной способностью, имеют незначительные потери и малый износ рабочих элементов в период свободного хода.

С целью устранения вредных явлений, возникающих при работе МСХ в планетарном режиме, рассмотрен случай установки МСХ планетарных импульсных вариаторов на валу, где сидит центральное зубчатое колесо планетарного механизма. Однако при такой компоновке значительно увеличиваются осевые габариты вариатора.

В четвертой главе произведено исследование динамики планетарного импульсного вариатора (рис.1) при фиксированном передаточном отношении с учетом упругой податливости МСХ, являющихся наиболее податливыми звеньями вариатора (примерно 80% от общей податливости вариатора).

Машинные агрегаты с МСХ являются системами с переменной структурой и при динамическом исследовании их можно подразделить на 2 группы: с колеблющимся ведущим звеном МСХ и вращающимся звеном МСХ. При работе планетарного вариатора, когда $i_g \neq 1$ он относится к первой группе агрегатов, при работе в режиме муфты - ко второй.

При исследовании динамики планетарного импульсного вариатора использованы широко известные принципы идеализации систем с сосредоточенными параметрами. Исследования динамики вариатора производятся для участка заклиненного состояния МСХ, участка выбега ведомого звена вариатора и при работе вариатора в режиме муфты.

Заклинивание МСХ, вступающего в работу преобразующего механизма, может начинаться как при наличии явления выбега ведомого звена вариатора на участке убывания угловой скорости ведомого звена преобразующего механизма, оканчивающего рабочий цикл, так и при отсутствии указанного явления. Движение звеньев планетарного импульсного вариатора в период заклиненного состояния МСХ описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, полученных на основе уравнений Лагранжа

$$\begin{aligned}
 A_1 \ddot{\varphi} + A_2 \ddot{\varphi}_1 + c_{11} [\varphi_1(\varphi) - \varphi_2] \varphi_1'(\varphi) + c_{12} [\varphi_2(\varphi) - \varphi_1] \varphi_2'(\varphi) &= \\
 &= M_g + M_c \quad (3) \\
 + B_1 \ddot{\varphi} + B_2 \ddot{\varphi}_1 - c_{11} [\varphi_1(\varphi) - \varphi_2] - c_{12} [\varphi_2(\varphi) - \varphi_1] &= M_c L_z
 \end{aligned}$$

φ - угол поворота ведущего звена вариатора - водила;
 φ_1 - угол поворота ведомого звена МСХ относительно водила,

где

$$A = J + J_k + kA^2(m_3 + m_0) + kJ_0 + J_6$$

$$A_2 = B_1 = kJ_0 + J_6 i_2, \quad B_2 = kJ_0 + J_6 i_2^2$$

J, J_6, J_k и J_0 - моменты инерции соответственно ведущей системы, ведомой системы, пазового диска и ведомой ободья МСХ относительно его оси.

A - межцентровое расстояние зубчатой передачи планетарного механизма.

m_3 и m_0 - массы ведущей и ведомой ободья МСХ,

C_I и C_{II} - жесткости МСХ соответственно вступающего в работу и оканчивающего рабочий цикл преобразующих механизмов,

Жесткость МСХ планетарных импульсивных вариаторов с большим числом роликов для практических расчетов можно считать постоянной.

$\varphi_1(\varphi)$ и $\varphi_2(\varphi)$ - углы поворота относительно водила ведомых звеньев преобразующих механизмов соответственно вступающего в работу и оканчивающего рабочий цикл,

$$\varphi(\varphi) = \frac{d\varphi(\varphi)}{d\varphi}$$

K - число преобразующих механизмов,

M_g и M_c - движущий момент и момент сил сопротивления.

Система уравнений (3) является наиболее общей и описывает движение звеньев вариатора как при работе его в режиме мультипликатора (верхние знаки в уравнениях), так и при работе в режиме редуктора (нижние знаки), как при отсутствии явления выбега, так и при наличии указанного явления. В последнем случае в уравнениях (3) следует положить $C_{II} = 0$.

Показано, что с точки зрения возможности возникновения наибольших динамических нагрузок будет случай заклинивания МСХ при наличии явления выбега ведомого вала вариатора. Исследования проводятся для случаев, когда движущий момент задан по статической и динамической характеристикам приводного электродвигателя. Момент сил сопротивления считается заданным в общем виде

$$M_c = M_c(\varphi_6, \dot{\varphi}_6, t)$$

где φ_6 - угол поворота ведомого вала вариатора.

Для получения приближенных решений дифференциальных уравнений (3) использован метод интегрирования по участкам и припасовывания решений. Для этого период рабочего цикла преобразующего механизма разбивается на участки. Нелинейные функции, входящие в уравнения (3), представляются в виде степенных рядов. Учитывая незначительность рассматриваемых участков, а также то, что функции $\varphi(\varphi)$ и $\varphi'(\varphi)$ не имеют "изломов", т.е. их производные не имеют "скачков", ограничиваемся линейными членами рядов.

Для линеаризованной системы (3) дифференциальных уравнений приводятся решения как в случае использования статической, так и динамической характеристик электродвигателя. Дано выражение, позволяющее вычислить динамический момент на МСХ в период заклинивания. Однако полученное выражение сложно и не позволяет в явной форме выявить влияние различных параметров системы вариатора (моменты инерции ведущей и ведомой систем, жесткости МСХ, угловой скорости приводного двигателя, величины и переменности передаточного отношения преобразующих механизмов, а также величины движущего момента и момента сил сопротивления) на величину динамических нагрузок, возникающих на МСХ при заклинивании. Поэтому были проведены дополнительные исследования динамики вариатора с целью получения решений для упругого момента $M_y = M_y(t)$ на МСХ в более явном виде. Полученные решения могут быть использованы как при наличии явления выбега ведомого вала вариатора, так и при отсутствии указанного явления. Приводятся условия пересопрежения рабочих циклов преобразующих механизмов. В работе даны решения $M_y = M_y(t)$ для случая включения асинхронного электродвигателя в сеть, когда электромагнитный крутящий момент имеет колебательный характер.

Получены дифференциальные уравнения, описывающие движение звеньев планетарного импульсивного вариатора на участке выбега ведомого вала вариатора. Анализ этих дифференциальных уравнений позволяет сделать вывод, что в период выбега между ведущим и ведомым звеньями планетарного импульсивного вариатора имеется динамическая связь, что отличает планетарный импульсивный вариатор от напланетарных, в которых, если пренебречь трением, ведущее и ведомое звенья движутся в период выбега независимо. Показано, что в рассматриваемом планетарном импульсивном вари-

тере указанная динамическая связь проявляется относительно слабо и для нахождения законов движения ведомой системы на участке выбега ее можно пренебречь. Для различных законов изменения внешней нагрузки получены решения, описывающие движение ведомой системы в период выбега.

В заключении главы приведено исследование динамики планетарного импульсивного вариатора, работающего в режиме муфты. Когда момент сил сопротивления имеет периодический характер, то в системе вариатора возникают крутильные колебания и если при этом амплитуда колебаний больше смещения середины размаха, то будет происходить расклинивание МСХ и вариатор при этом будет распадаться на две системы: ведущую и ведомую. В дальнейшем под действием внешних сил вновь произойдет заклинивание МСХ. Наличие односторонней связи приводит к тому, что системы с МСХ имеют существенно нелинейную упругую характеристику и при работе вариатора в режиме муфты, когда момент сил сопротивления изменяется по периодическому закону выбранный МСХ может не обеспечить устойчивой работы агрегата при изменении момента сил сопротивления о заданной частотой.

Показано, что при помощи метода Галеркина можно найти приближенные периодические решения как при использовании статической, так и динамической характеристики электродвигателя и, составив уравнения в вариациях, известными методами исследовать устойчивость системы.

В этой главе производится подробный анализ динамических нагрузок на МСХ и на основе этого анализа намечены пути их снижения.

При исследовании динамики заклинивания МСХ было получено решение, определяющее угол относительного поворота обойм МСХ при заклинивании. В данной главе показано, что с достаточной для практики точностью угол ξ относительного поворота обойм МСХ планетарного импульсивного вариатора может быть представлен в пределах участка интегрирования следующим выражением

$$\xi(t) = \xi_0 + \dot{\xi}_0 t + \frac{1}{2} \left[\varphi_0'' \dot{\varphi}_0^2 - \frac{M_c^0 J_g \pm M_g^0 J_g l_{g0}}{J_g J_g l_z} - \frac{c \xi_0 (J_0 + J_g l_{g0}^2)}{J_g J_g l_z^2} \right] t^2 \quad (4)$$

где ξ_0 и $\dot{\xi}_0$ - значения ξ и $\dot{\xi}$ в начале рассматриваемого участка,
 M_g^0 и M_c^0 - значения M_g и M_c в начале рассматриваемого участка,

$$l_{g0} = 1 \mp l_z \varphi_0', \quad J_g = J + J_k + K A^2 (m_3 + m_0)$$

φ_0' и φ_0'' - значения функций $\varphi'(\varphi)$ и $\varphi''(\varphi)$ в начале рассматриваемого участка,

$\dot{\varphi}_0$ - значение $\dot{\varphi}$ в начале рассматриваемого участка.
 Так как упругий момент на МСХ равен

$$M_g(t) = c \xi(t)$$

то жесткость МСХ существенным образом влияет на величину динамических нагрузок.

Анализ выражения (4) дает, что динамические нагрузки на МСХ в основном определяются кинематическим возмущением $\varphi_0'' \dot{\varphi}_0^2$ в зоне максимальновозможных значений среднего за рабочий цикл передаточного $\varphi_{\varphi} = l_z$ отношения преобразующего механизма. С уменьшением передаточного отношения φ_{φ} преобразующего механизма доля динамических нагрузок от кинематического возмущения падает. Так как динамические нагрузки от кинематического возмущения $\varphi_0'' \dot{\varphi}_0^2$ значительно превосходят нагрузки от силового M_g^0, M_c^0 возмущения, то приводит в движение планетарные импульсивные вариаторы от высокоскоростных электродвигателей целесообразно с точки зрения динамических нагрузок.

В работе показано, что при работе вариатора в редукторном режиме динамические нагрузки как от кинематического возмущения, так и общие будут больше, чем при работе вариатора в режиме бесступенчатого мультипликатора. Причем, это превышение будет тем больше, чем больше J_g по сравнению с J_g .

При увеличении числа K преобразующих механизмов значения φ_0'' уменьшаются и это приводит к снижению динамических нагрузок на МСХ.

Так как в период установившегося режима работы вариатора угловая скорость $\dot{\varphi}$ ведущего вала незначительно колеблется относительно номинальной ω_n угловой скорости приводного электро-

двигателя, то для практических расчетов на участках возрастания M_y от нуля до максимума можно принять $\varphi_0 \approx \omega_n$

Решение (4) является наиболее общим для машинных агрегатов с колеблющимся ведущим звеном МСХ и приводом от механического преобразующего механизма. Для зубчато-рычажного планетарного импульсивного вариатора в решении (4) вместо $i_{80} = 1 \mp i_z \varphi_0'$, следует подставить $i_{80} = \mp i_z \varphi_0'$. При отсутствии зубчатой передачи следует положить $i_z = -1$. Для вариаторов с конидами, у которых на участке рабочего цикла $\varphi'(\varphi) = \text{const}$, динамические нагрузки на МСХ от кинематического возмущения отсутствуют.

Показано, что при коэффициенте изменения скорости обратного хода $K_0 > 1$ преобразующего механизма использовать обратный ход нецелесообразно, так как при этом растут динамические нагрузки на МСХ. Так как динамические нагрузки на МСХ в основном определяются кинематическим возмущением, то учет электромагнитных переходных процессов электродвигателя не приводит к существенному уточнению динамических нагрузок на МСХ.

Полученные с помощью ЭЦВМ решения исходной системы нелинейных дифференциальных уравнений для различных параметров системы вариатора полностью подтвердили приведенные выше результаты анализа. Как показали проведенные вычисления на ЭЦВМ

$$\max M_{кин} = (0,8 \div 0,98) \max M_y$$

где $\max M_{кин}$ - наибольшие динамические нагрузки от кинематического возмущения,

$\max M_y$ - наибольшие общие динамические нагрузки на МСХ от кинематического и силового возмущений. При этом большие значения $M_{кин}$ соответствуют большей жесткости C МСХ и большим значениям $\theta = J_z/J_g$.

Для оценки величины динамических нагрузок на МСХ и доли нагрузок от кинематического возмущения был введен коэффициент K_g динамичности

$$K_g = \frac{\max M_y}{M_{ст}}$$

где $M_{ст}$ - определяет динамические нагрузки на МСХ от внешних сил при абсолютно жестких звеньях вариатора

$$M_{ст} = - \frac{M_c J_g \pm M_g J_8 i_{80} i_z}{J_g + J_8 i_{80}^2}$$

Величина $M_{ст}$ входит в выражение (4).

Проведенные на ЭЦВМ вычисления показали, что для наиболее распространенных МСХ импульсивных вариатора с жесткостью $C = 100 \div 700 \frac{\text{кг}}{\text{рад}}$. K_g в среднем составляет:

$$\begin{aligned} \text{для мультипликаторного режима } K_g^m &= 2,5 \div 11 \\ \text{для редукторного режима } K_g^p &= 2 \div 6 \end{aligned}$$

При этом меньшие значения K_g соответствуют меньшей жесткости МСХ. Следует отметить, что $M_{ст}$ в редукторном режиме больше чем в мультипликаторном.

Проведенные вычисления дали, что $\max M_y$ вычисленные по полученным решениям приближенным на $2 \div 12\%$ превышают значения $\max M_y$ вычисленные на ЭЦВМ и при использовании динамической характеристики электродвигателя. При этом небольшие отклонения соответствуют случаю $\theta \ll 1$, что редко встречается на практике. При $\theta \geq 1$ расхождения с ЭЦВМ составляют $2 \div 7\%$. Как показали вычисления для повышения точности решения $\xi = \xi(t)$ по выражению (4) вместо величин φ_{oi} , являющихся значениями $\varphi'(\varphi)$ в начале рассматриваемых участков, следует подставлять φ_{oi} - значения $\varphi'(\varphi)$ в середине участков.

За счет снижения жесткости МСХ можно существенным образом снизить динамические нагрузки на МСХ. Однако минимальная жесткость МСХ ограничена прочностными характеристиками и условиями заклинивания МСХ. Поэтому для снижения динамических нагрузок в системе вариатора необходимо вводить упругие элементы.

В работе исследуется влияние введения упругой муфты, связывающей вал вариатора с валом рабочей машины. Рассматривается наиболее общий случай, когда упругая характеристика муфты считается нелинейной:

$$M = M(\varphi)$$

Одесский технологический институт пищевой промышленности им. В. Давыдовского
БИБЛИОТЕКА

с.в. 12/99 v01219

где M - упругий момент муфты,
 φ - угол относительного поворота полу муфт.

Решение системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих движение звеньев вариатора в период заклиненного состояния МСХ при использовании упругой муфты, как и ранее производится методом интегрирования по участкам при разложении нелинейных функций в степенные ряды. Получено приближенное решение, определяющее динамические нагрузки на МСХ. Показано, что выражение (4) является частным случаем решения $\xi = \xi(t)$ для случая установки на ведомом валу вариатора упругой муфты. В результате анализа выявлено, что для снижения динамических нагрузок на МСХ необходимо: снижать жесткость упругой муфты либо применять муфты с "мягкой" упругой характеристикой, устанавливать на ведомом валу вместе с упругой муфтой дополнительный МСХ. Показано, что установка упругой муфты на ведущем валу вариатора также приводит к снижению динамических нагрузок.

В шестой главе приводится описание экспериментальной установки, методика проведения исследований и результаты экспериментальных исследований.

Целью экспериментальных исследований является:

1. Определение работоспособности исследуемого лабораторного образца планетарного импульсивного вариатора в различных режимах работы и на всем диапазоне изменения передаточных отношений.
2. Исследование динамических нагрузок на МСХ и выявление влияния различных параметров системы (жесткости МСХ, приведенного момента инерции ведомой системы, величины передаточного отношения преобразующего механизма, режима работы вариатора, величины внешней нагрузки, жесткости упругой муфты) на величину этих нагрузок и сравнение их с теоретическими.

3. Определение к.п.д. вариатора, коэффициента падения угловой скорости ведомого вала и температуры нагрева вариатора. Экспериментальная установка состоит из асинхронного электродвигателя ($N = 1,7$ кВт $n = 930$ об/мин), установленного пенделем, планетарного импульсивного вариатора, выполненного по схеме - рис.1, тормозного устройства и сменных маховиков, установленных на валу тормозного устройства. Вал электродвигателя связан с валом вариатора крестовой муфтой, имеющей большую жесткость.

Ведомый вал вариатора соединяется с валом тормозного устройства посредством сменных муфт, имеющих различную жесткость. Динамические нагрузки, возникающие при заклинивании, фиксировались при помощи тензодатчиков, наклеенных на ведомом валу вариатора. Сигнал от тензодатчиков подавался через токосъемники на тензосметрический усилитель ТА-5, а затем на осциллограф МПО-2. Для исследования влияния момента инерции ведомой системы на величину динамических нагрузок на МСХ служат сменные маховики. С целью выявления влияния упругости муфты, установленной на ведомом валу вариатора, на величину динамических нагрузок в одном случае использовалась крестовая муфта, т.е. с большой жесткостью, а в другом - муфта с торообразной оболочкой, т.е. обладавшая значительной податливостью. МСХ вариатора имели сепараторные прижимные устройства. Звездочки МСХ выполнялись с плоским профилем. Число преобразующих механизмов в вариаторе $K = 4$. Угол заклинивания 3-х МСХ был принят $\alpha = 7^\circ$, а для четвертого МСХ угол α был несколько увеличен, что вызвало увеличение жесткости МСХ и таким образом проверялось влияние жесткости МСХ на величину динамических нагрузок.

Как показали экспериментальные исследования вариатор устойчиво работает как в редукторном, так и в мультипликаторном режимах. При этом регулирование свободно производится рукой.

В результате проведенных экспериментов было получено, что при работе вариатора в режиме муфты $\eta = 0,97$. При работе вариатора в мультипликаторном режиме с увеличением передаточного отношения вариатора к.п.д. уменьшается. Это объясняется тем, что с увеличением угловой скорости растут потери: в подшипниках, МСХ, совершающих свободный ход, а также потери, связанные с перемешиванием и разбрызгиванием масла. При максимальном передаточном отношении $i_M = 2,8$ $\eta = 0,78$ в случае его работы в редукторном режиме величина к.п.д. составляла 0,79. С уменьшением передаточного отношения i_P к.п.д. падал.

Температура корпуса вариатора измерялась при помощи термометра. Наибольшая температура, которая была зарегистрирована, составляла 59°C .

Как показали проведенные эксперименты коэффициент f_B падения угловой скорости ведомого вала вариатора составлял: при работе в мультипликаторном режиме $f_{BM} = 2 + 6\%$ и при работе в редукторном режиме $f_{BP} = 3 + 10\%$. Увеличение коэффициента падения

угловой скорости в редукторном режиме по сравнению с мультипликаторным объясняется тем, что МСХ вариатора в редукторном режиме передают большую нагрузку, чем в мультипликаторном режиме. А так с увеличением нагрузки увеличивается проскальзывание элементов МСХ, а также угол относительного поворота обшей МСХ, то это приводит к повышению коэффициента падения угловой скорости ведомого вала.

Проведенные экспериментальные исследования по определению динамических нагрузок на МСХ полностью подтвердили полученные теоретические выводы о влиянии параметров системы на величину динамических нагрузок.

В результате анализа данных осциллограмм и их сравнения с расчетными данными выявлено, что максимальные значения упругого момента на МСХ, полученные экспериментально, на 12 + 20% ниже значений, полученных теоретически. Это объясняется рядом факторов: в расчетах не учитывалась податливость ведомого вала вариатора, не учитывалось демпфирование. Кроме того, имеет место несоответствие точек начала заклинивания на кривой $\varphi(\varphi)$, которые выбирались при расчетах и которые были при экспериментах. Помимо удовлетворительного совпадения динамических нагрузок по величине имеет место и совпадение по характеру изменения упругого момента.

Применение упругой муфты с торообразной оболочкой, установленной на ведомом валу вариатора, позволило по сравнению со случаем использования жесткой крестовой муфты в 1,6 раза уменьшить динамические нагрузки на МСХ при максимальном значении передаточного отношения $\max \varphi_{cp}$ преобразующего механизма.

В седьмой главе на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований излагается разработанная методика основ расчета и проектирования планетарного импульсивного вариатора с широким диапазоном регулирования и даются рекомендации по выбору его основных параметров.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

1. Планетарные импульсивные вариаторы обладают широким диапазоном регулирования. В силу наличия МСХ одни вариаторы работают только в режиме бесступенчатого мультипликатора, а другие - бесступенчатого редуктора. Имеются планетарные импульсивные вариаторы, которые работают в обоих режимах.

2. Установлено, что планетарные импульсивные вариаторы, у которых ведущим звеном является водило обладает наиболее широким диапазоном регулирования и работает как в режиме мультипликатора, так и редуктора, а также в режиме муфты. Переход вариатора с одного режима на другой можно осуществлять:

а/ При неизменном направлении вращения электродвигателя за счет применения реверсивных МСХ.

б/ За счет реверсирования приводного электродвигателя.

3. Определены кинематические возможности кривошипно-кулисного преобразующего механизма и даны выражения для вычисления длин его звеньев. Показано, что применение кулисного преобразующего механизма позволяет по сравнению с кривошипно-коромысловым механизмом при одном и том же числе преобразующих механизмов уменьшить кинематическую неравномерность вращения ведомого вала вариатора.

4. Исследованы условия работы МСХ с цилиндрическими роликами в планетарном режиме, на основе чего получены зависимости для определения основных параметров роликовых МСХ. С целью улучшения работы роликовых МСХ в планетарном режиме необходимо применять сепараторные прижимные устройства и конструировать МСХ с максимально допустимым отношением $\gamma = \frac{R}{r}$

Показана целесообразность использования в исследуемых вариаторах механизмов свободного хода с эксцентриковыми кольцами.

5. Исследована динамика различных режимов работы планетарного импульсивного вариатора с учетом упругости звеньев вариатора. Полученные решения с достаточной для практики точностью позволяют определять максимальные динамические нагрузки, возникающие при заклинивании МСХ, как в планетарном импульсивном вариаторе, так и регулируемых непланетарных импульсивных вариаторах, а также

машинных агрегатах с колеблющимся ведущим звеном МСХ и приводом ведущего звена от механического преобразующего механизма. Доказано, что динамические нагрузки от кинематического возмущения значительно превосходят динамические нагрузки от внешних сил - движущего момента и момента сил сопротивления. Динамические нагрузки в редукторном режиме больше, чем в мультипликаторном.

6. Наибольшие динамические нагрузки возникают при максимально возможном передаточном отношении преобразующего механизма. При определении этих нагрузок можно пользоваться статической характеристикой приводного электродвигателя.

7. Полученные решения позволяют выявить влияние различных параметров на величину динамических нагрузок, возникающих при заклинивании МСХ. В результате проведенного анализа установлено, что для снижения динамических нагрузок, следует:

а/ Увеличивать податливость МСХ и всей системы валопровода ведомой части привода.

б/ Использовать прямой ход преобразующего механизма.

в/ Увеличивать число преобразующих механизмов.

г/ Осуществлять привод вариатора от двигателей с относительно небольшой скоростью приводного вала.

8. В результате экспериментальных исследований планетарного импульсивного вариатора установлено:

а/ К.п.д. вариатора в области больших угловых скоростей ведомого вала достигает сравнительно высоких значений $0,79 + 0,84$.

б/ Коэффициент падения угловой скорости ведомого вала вариатора составляет в мультипликаторном режиме 2-6%, а редукторном - 3-10%.

9. Предложена методика основ расчета и проектирования планетарного импульсивного вариатора.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО
В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. КОВАЛЕВ П.А., АРХАНГЕЛЬСКИЙ Г.В. "Исследование и синтез кривошипно-кулисного преобразующего механизма импульсивного вариатора "Передаточные механизмы". Сб. статей под ред. докт.техн.наук проф. В.Ф.МАЛЬЦЕВА и Б.А. ПРОНИНА, изд.Машиностроение, М., 1971.
2. АРХАНГЕЛЬСКИЙ Г.В. Исследование динамики планетарного импульсивного вариатора с учетом динамической характеристики электродвигателя. Сб. статей "Исследование долговечности и надежности некоторых передач". Изд. "Таврия", Симферополь, 1971.
3. АРХАНГЕЛЬСКИЙ Г.В., МАЛЬЦЕВ В.Ф. Расчет параметров механизмов свободного хода, которые работают в планетарном режиме. Сб. "Детали машин", вып. 14. Изд. "Техника", Киев, 1972.
4. МАЛЬЦЕВ В.Ф., АРХАНГЕЛЬСКИЙ Г.В., ЛУИЗО А.И. Определение динамических нагрузок на механизмах свободного хода планетарного импульсивного вариатора. "Передаточные механизмы". Сб.статей под ред. докт.техн.наук проф. В.Ф. МАЛЬЦЕВА и Б.А. ПРОНИНА. Изд. Машиностроение, М., 1971.
5. МАЛЬЦЕВ В.Ф., АРХАНГЕЛЬСКИЙ Г.В. Динамика машинных агрегатов с механизмами свободного хода. Тезисы докладов VI Всесоюзного Собрания по основным проблемам ТММ, Ленинград, 1970.
6. АРХАНГЕЛЬСКИЙ Г.В. Исследование динамики заклинивания механизмов свободного хода планетарного импульсивного вариатора. Тезисы докладов I-й Всесоюзной научно-технической конференции по инерционным преобразователям и механизмам передачи вращающего момента. Челябинск, 1969.
7. АРХАНГЕЛЬСКИЙ Г.В. Особенности кинематики планетарного импульсивного вариатора. Тезисы докладов IV-й Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.

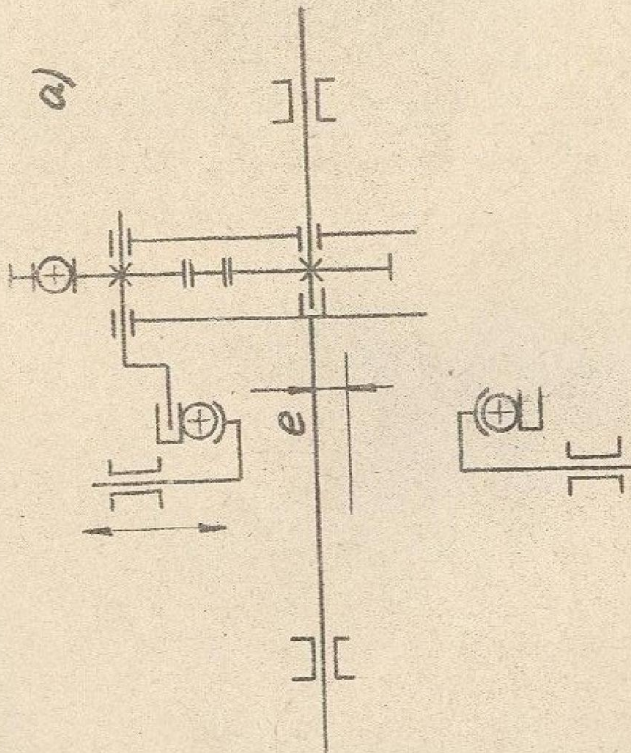
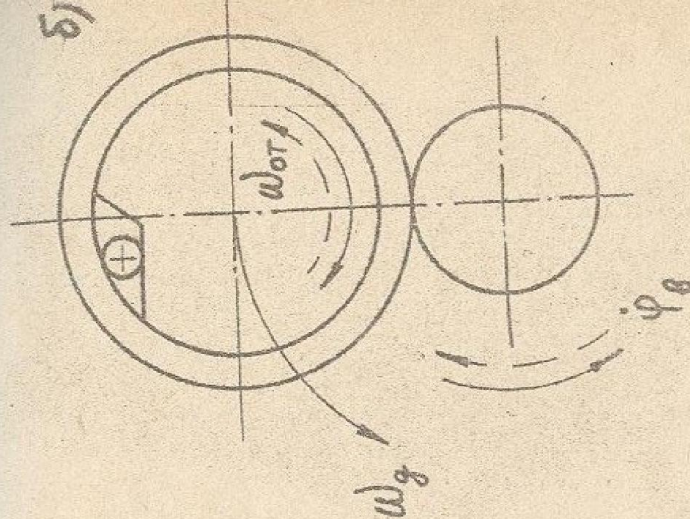
8. МАЛЬЦЕВ В.Ф., АРХАНГЕЛЬСКИЙ Г.В. Теоретические и экспериментальные исследования динамики планетарного импульсивного вариатора. Тезисы докладов IX-й Всесоюзной научно-исследовательской конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.

ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ ПОЛУЧЕНЫ
АВТОРСКИЕ СВИДЕТЕЛЬСТВА

1. МАЛЬЦЕВ В.Ф., АРХАНГЕЛЬСКИЙ Г.В. Импульсивный вариатор. Авт.свид. № 204859 кл. F 06 k. Бюллетень изобретений № 22, 1967.
2. МАЛЬЦЕВ В.Ф., АРХАНГЕЛЬСКИЙ Г.В., КОВАЛЕВ П.А. Импульсивный вариатор скорости. Авт.свид. № 227813 кл. F 06 k. Бюллетень изобретений № 30, 1968.
3. МАЛЬЦЕВ В.Ф., ГОРИН М.П., АРХАНГЕЛЬСКИЙ Г.В. Эксцентриковый механизм свободного хода. Авт. свид. № 311065 кл. F 16 k. Бюллетень изобретений № 24, 1971.

МАТЕРИАЛЫ ДИССЕРТАЦИИ
ДОКЛАДЫВАЛИСЬ НА:

1. Третьей Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1968.
2. XXX научной конференции Одесского технологического института им. М.В. Ломоносова, посвященной 100-летию со дня рождения В.И. Ленина, 1969.
3. Первой Всесоюзной научно-технической конференции по инерционным преобразователям и механизмам передачи вращающего момента. Челябинск, 1969.
4. VI Всесоюзном Совецании по основным проблемам ТММ, Ленинград, 1971.
5. Заседаниях Одесского филиала Всесоюзного семинара по ТММ при институте Машиноведения АН СССР, Одесса, 1969-1971.
6. Четвертой Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.



ЭТО ЧЛЕНАТ РНОГО ИМПУЛЬСИВНОГО ВАРИАТОРА.