TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 391

СБОРНИК СТАТЕЙ ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ

XII

ТАЛЛИН 1975

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
№ 391 1975

УДК 621.22+621.8+621.9

СБОРНИК СТАТЕЙ
ПО
МАШИНОСТРОЕНИЮ

XII

Таллин 1975

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
№ 391 1975

УДК (621.22+534.14)001.11

Г.Т. Гроссшмидт

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИЙ МНОГОПОЛЮСНИКОВ И СИГНАЛЬНЫХ ГРАФОВ К РАСЧЕТУ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЬЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ НА ЭЦВМ

Объемные гидроприводы по структуре являются сложными цепными системами с бесконечным количеством степеней свободы. Несомненные преимущества имеет метод расчета частотных характеристик гидроприводов по элементам, звеньям, трассам и подсистемам, позволяющий использовать результаты промежуточных расчетов на последующих этапах расчета. Такому условию отвечает представление отдельных элементов гидропривода в виде многополюсников [4, 10, 17, 18, 20, 21]. Отдельными элементами и звеньями гидропривода могут быть, например, участки трубопровода, местные гидравлические сопротивления и емкости, гидроаппараты, гидронасосы и гидродвигатели, исполнительные механизмы и пр.

Многие процессы в элементах и звеньях гидроприводов носят нелинейный характер. Расчет нелинейных процессов в сложных системах, используя математические выражения нелинейностей в натуральном виде, можно выполнить на ЭЦВМ, имеющей высокое быстродействие и позволяющей вести расчет с очень высокой точностью [15].

Если вынужденные колебания в нелинейной системе имеют гармонический характер, то это является признаком того, что применим метод гармонической линеаризации нелинейностей [14]. При этом нелинейная функция заменяется комплексным линеаризованным выражением, коэффициенты которого зависят от амплитуды A и частоты ω искомого решения. Могут быть рассчитаны и построены семейства эквивалентных логарифмических амплитудно-(ЛАЧХ) и фазо-частотных характеристик (ЛФЧХ), задаваясь различными значениями амплитуды А и частоты ω [3, I4]. Метод гармонической линеаризации нелинейностей нашел применение у многих исследователей динамики гидропривода (В.А. Лещенко [I2], Ю.А. Данилов, Ю.И. Гудилкин и др.). Нелинейное демпфирование (Кулоново трение, конструкционное демпфирование и др.) может быть учтено в виде энергетически эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования [I6, I9], зависящего от амплитуды А и частоты ω колебаний элемента. Несущественные нелинейности (например, квадратичное местное сопротивление) можно подвергать линеаризации разложением функций в ряд Тейлора, рассматривая малые колебания около установившегося состояния. В этом случае также могут быть получены семейства ЛАЧХ и ЛФЧХ при различных значениях параметров установившегося состояния и частоты ω.

Таким образом, близкие к гармоническому процессы в нелинейных элементах и звеньях могут быть исследованы линейными методами. Среди многочисленных линейных методов анализа сложных систем наиболее подходящим для вывода передаточных функций многополюсных элементов и звеньев гидропривода является метод сигнальных графов. Достоинствами этого метода являются [I, 2, I3, I7, I8, 20]:

I) наглядность составления расчетных схем;

2) при изучении данной системы можно учитывать результаты, полученные для ее частей (подсистем), и притом в наиболее целесообразной и простой форме;

3) правила преобразования графов просты и легко запоминаются;

4) число промежуточных величин, с которыми придется оперировать, невелико;

5) удобно выполнять расчеты на ЭЦВМ.

Ознакомимся с некоторыми основными определениями теории графов [I, 2, I3].

Сигнальный граф можно определить как направленный граф, являющийся отображением линейной системы уравнений. Вершинами сигнального графа являются все переменные в уравнениях. Исходные уравнения преобразуются так, чтобы каждая зависимая переменная x_j была выражена в зависимости от других переменных x_i в форме $x_j = \sum_i T_{ij} x_i$. Числа T_{ij} называются передачами дуг (i,j) графа.

Практически построение сигнального графа решается следующим образом. Если заданы уравнения системы, то необходимо эти уравнения записать в форме, где каждая зависимая переменная в одном уравнении была бы явно выражена. Тогда количество входящих дуг к данной вершине будет равняться числу переменных в правой части уравнения, а передачами дуг будут коэффициенты при этих переменных.

Обращаем внимание на некоторые положения, которые надо иметь в виду при составлении и преобразовании сигнальных графов.

1. Если в данную вершину не входит ни одна дуга, то эта вершина называется источником. Соответствующая переменная является независимой и входит только в правые части уравнений.

2. Если переменная соответствует вершине, имеющей входящие дуги, то переменная является зависимой, так как для нее имеется уравнение, выражающее зависимость ее от остальных переменных. Вершину, имеющую лишь входящие дуги, называют стоком.

3. Для любой зависимой переменной граф задает только одно выражение.

4. К любой вершине можно присоединить дугу, выходящую из нее, так как эта дуга не изменяет величины данной переменной.

Решение различных задач с помощью сигнальных графов сводится к нахождению зависимостей сигналов (переменных) друг от друга, то есть коэффициентов пропорциональности между сигналами (передач сигнального графа).

Имеется два основных метода нахождения передач сигнального графа:

1) последовательное упрощение графа;
2) вычисление передач по формуле Мейсона (S.J. Mason).

Метод упрощения сигнального графа основан на следующих правилах.

1. Параллельно соединенные ветви, направленные в одну сторону, заменяются одной ветвью, передача которой равна сумме передач параллельно соединенных ветвей.

2. Последовательно соединенные ветви, направленные в одну сторону (при отсутствии ответвлений), заменяются одной ветвью, передача которой равна произведению передач ветвей.

3. Правила устранения вершин (переменных).

По формуле Мейсона передача сигнального графа равняется:

$$T = \frac{\sum_{k} P_k D_k}{D}, \qquad (1)$$

где T – передача графа от рассматриваемого источника до данного стока;

P_k – передача k-го элементарного пути (никакая вершина не должна встречаться дважды) от рассматриваемого источника до стока, равная произведению всех передач дуг данного пути;

D – определитель графа, который рассчитывается по формуле:

$$D = 1 - \sum_{i} \Lambda_i^{(1)} + \sum_{i} \Lambda_i^{(2)} - \sum_{i} \Lambda_i^{(3)} \dots = 1 + \sum_{r} (-1)^r \sum_{i} \Lambda_i^{(r)}, \qquad (2)$$

$\Lambda_i^{(r)}$ – произведение передач i-го сочетания из r некасающихся контуров (при $r = 1$ учитываются все контуры, независимо от их взаимного касания);

D_k – адъюнкта (алгебраическое дополнение) k-го пути, она равна определителю дополнительного графа k-го пути.

Сигнальный граф всего гидропривода составляется из подграфов – из сигнальных графов отдельных элементов или звеньев привода. Элементы и звенья привода изображаются в виде многополюсников. Чаще всего будем иметь дело с четырехполюсниками [4]. Форма уравнений конкретного четырехполюсника выбирается по требуемым зависимым и независимым переменным.

При соединении сигнальных графов необходимо руководствоваться следующими правилами [1,2,13]:

1) если сток одного графа является источником других,

соответствующие вершины можно наложить друг на друга; графы многополюсников элементов необходимо выбрать такими, чтобы стоки данного графа были источниками присоединяемых графов;

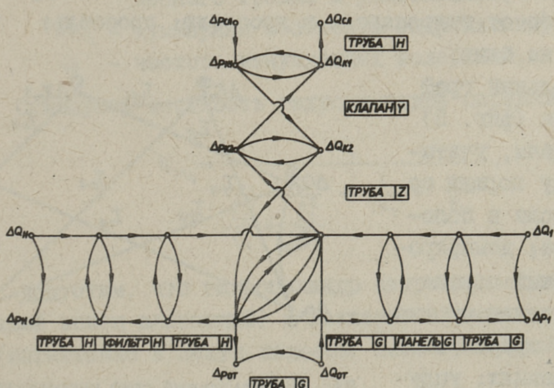
2) если в графах имеются источники, соответствующие одной и той же переменной, соответствующие вершины можно объединить;

3) если требуется иметь разветвления или соединения в одном узле нескольких сигнальных графов многополюсников, то необходимо в этом узле объединить графы согласно дополнительным уравнениям (например, по уравнению расходов в узле).

Гидропривод стола круглошлифовального станка, например, целесообразно разбить на следующие звенья: насосная установка, нагнетательная трасса, гидроцилиндр, рабочий орган, сливная трасса.

В сигнальных графах, рассматриваемых в дальнейшем, все переменные приняты как малые отклонения около установившегося положения или движения в изображениях по Лапласу. Передачи сигнальных графов являются линейными, линеаризованными или эквивалентно линейными, которые также записываются как Лапласовы изображения.

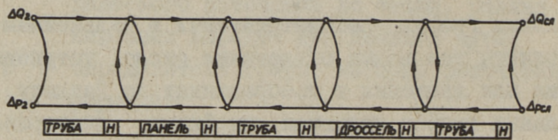
Сигнальный граф насосной установки представляется в виде одной дуги с передачей $T_н = \Delta Q_н / \Delta p_н$, где $\Delta Q_н$ и $\Delta p_н$ – изменения расхода и давления на выходе насоса. Такая передача получена преобразованиями развернутого графа насос-



Фиг. 1. Сигнальный граф нагнетательной трассы.

ной установки, учитывающего динамические процессы в приводном электродвигателе, в соединительной муфте и в самом насосе [7].

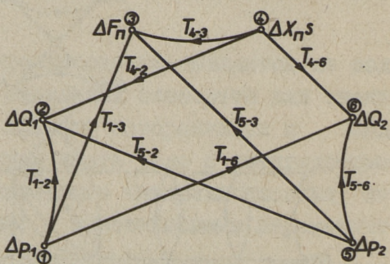
Сигнальный граф нагнетательной трассы (фиг. I) состоит из следующих подграфов в виде четырехполюсников (на фиг. I указаны формы уравнений каждого четырехполюсника): труба от насоса к фильтру (передачи четырехполюсников труб см. [5,6]); фильтр с емкостью и сопротивлением (передачи четырехполюсников элементов цепей с сосредоточенными параметрами см. [4]); труба от фильтра до места разветвления; труба от места разветвления к переливному клапану; переливной клапан (передачи четырехполюсников переливного клапана см. [8]); сливная труба от переливного клапана в бак; труба от места разветвления к механизмам перемещения шлифовальной бабки; труба к гидропанели; труба от гидропанели в гидроцилиндр.



Фиг. 2. Сигнальный граф сливной трассы.

Сигнальный граф сливной трассы (фиг. 2) состоит из следующих подграфов в виде четырехполюсников: труба от гидроцилиндра в гидропанель реверса; каналы в гидропанели реверса; труба от гидропанели к дросселю; дроссель; труба от дросселя на слив.

В сигнальный граф гидроцилиндра (фиг. 3) входят передачи, учитывающие: массу поршня со штоками и масла в полостях цилиндра; демпфирование колебаний поршня вследствие трения поршня в цилиндре и трения штоков в уплотнениях; упругости полостей; жесткость крепления и жесткость



Фиг. 3. Сигнальный граф гидроцилиндра, в виде 6-полюсника.

гильзы гидроцилиндра; перетечки через уплотнения поршня.

В сигнальном графе гидроцилиндра, представленного в виде 6-полюсника (фиг. 3), использованы следующие обозначения.

Переменные (вершины графа) в малых отклонениях (слово "отклонение" в дальнейшем будет опущено), в изображениях по Лапласу (s - переменная изображений по Лапласу):

Δp_1, Δp_2 - давления на входе и выходе в гидроцилиндр;
ΔQ_1, ΔQ_2 - объемные расходы на входе и выходе в гидроцилиндр;
ΔQ_y - объемный расход перетечек;
$\Delta F_п$ - тяговая сила на штоке поршня;
$\Delta x_п$ - перемещение поршня со штоками.

Параметры, входящие в передачи графа:

f_1, f_2 - рабочие площади в полостях нагнетания и слива;
B_1, B_2 - коэффициенты пропорциональности сил трения в уплотнениях к давлениям Δp_1 и Δp_2;
C_1, C_2 - объемные упругости полостей нагнетания и слива;
$k_к$, $k_г$ - жесткость крепления и жесткость гильзы гидроцилиндра;
$G_y = \Delta Q_y / \Delta(p_1 - p_2)$ - проводимость перетечек через уплотнения поршня;
$m'_п$ - масса поршня со штоками, включающая в себя и массу масла в полостях гидроцилиндра;
$\psi_{гц}$ - относительное рассеяние энергии от гистерезисного трения в уплотнениях;
$k_{гц}$ - суммарная жесткость гидроцилиндра;
ω - частота вынужденных колебаний.

Суммарная жесткость гидроцилиндра определяется

$$k_{гц} = \frac{1}{\dfrac{1}{\dfrac{f_1^2}{C_1} + \dfrac{f_2^2}{C_2}} + \dfrac{1}{k_г} + \dfrac{1}{k_к}}. \qquad (3)$$

Допустим, что гидроцилиндр закреплен с левого конца (правый конец плавающий) и движение поршня происходит вправо (нагнетание в левую полость, слив из правой полости).

Передачи графа (фиг. 3) будут тогда следующими:

$$T_{1-2} = \frac{\Delta Q_1}{\Delta p_1} = \left(C_1 + \frac{f_1^2}{k_к}\right)s + G_y, \tag{4}$$

$$T_{1-3} = \frac{\Delta F_n}{\Delta p_1} = f_1 - B_1, \tag{5}$$

$$T_{1-6} = \frac{\Delta Q_2}{\Delta p_1} = \frac{f_1 f_2}{k_к}s + G_y, \tag{6}$$

$$T_{4-3} = \frac{\Delta F_n}{\Delta x_n s} = -m_n' s + \frac{\psi_{гц} k_{гц}}{\pi \omega}, \tag{7}$$

$$T_{4-2} = \frac{\Delta Q_1}{\Delta x_n s} = f_1, \tag{8}$$

$$T_{4-6} = \frac{\Delta Q_2}{\Delta x_n s} = f_2, \tag{9}$$

$$T_{5-2} = \frac{\Delta Q_1}{\Delta p_2} = -\frac{f_1 f_2}{k_к}s - G_y, \tag{I0}$$

$$T_{5-3} = \frac{\Delta F_n}{\Delta p_2} = -(f_2 - B_2), \tag{II}$$

$$T_{5-6} = \frac{\Delta Q_2}{\Delta p_2} = -\left[C_2 + f_2^2\left(\frac{1}{k_к} + \frac{1}{k_г}\right)\right]s - G_y. \tag{I2}$$

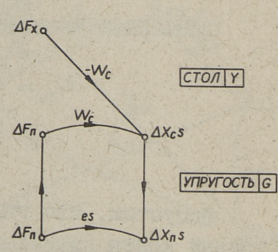
Сигнальный граф рабочего органа (фиг. 4) можно представить состоящим из двух четырехполюсников - стола и упругости связи.

Обозначения на сигнальном графе рабочего органа приняты следующими.

Переменные в малых отклонениях, в изображениях по Лапласу:

Δx_c - перемещение рабочего стола;

ΔF_x - внешняя возмущающая сила, действующая на рабочий стол против направления его перемещения.



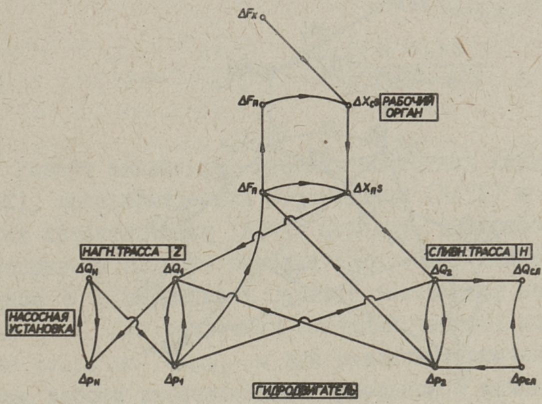
Фиг. 4. Сигнальный граф рабочего органа.

Передачи сигнального графа в изображениях по Лапласу:

$W_c = \Delta x_c s / \Delta F_n$ – динамическая характеристика рабочего стола, учитывающая инерционную силу стола и динамическую характеристику силы трения стола по направляющим станины;

e – податливость связи поршня с рабочим столом.

Расчетная модель передачи W_c с учетом динамики смешанного трения в направляющих скольжения стола приведена в работе [9].



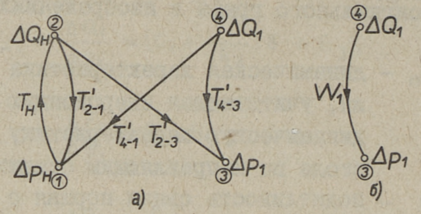
Фиг. 5. Сигнальный граф гидропровода стола круглошлифовального станка.

Сигнальный граф всего гидропривода стола круглошлифовального станка (фиг. 5) составляется путем стыковки подграфов звеньев гидропривода, где графы звеньев (фиг. I,2,3, 4) представлены в преобразованном к простым многополюсникам виде.

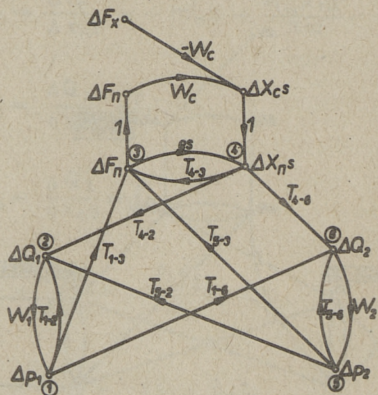
Подграфы насосной установки и нагнетательной трассы (фиг. 6,а), для упрощения сигнального графа по фиг. 5, можно представить дугой (фиг. 6,б) с передачей

$$W_1 = \frac{\Delta p_1}{\Delta Q_1} = T'_{4-3} + \frac{T'_{4-1}\, T_н\, T'_{2-3}}{1 - T_н\, T'_{2-1}} . \qquad (13)$$

Поскольку давление на сливе постоянное ($\Delta p_{сл} = 0$, см. фиг. 2 и 5), сигнальный граф гидропривода стола упрощается к



Фиг. 6. Упрощение подграфа насосной установки и нагнетательной трассы.



Фиг. 7. Преобразованный сигнальный граф гидропривода стола.

виду, показанному на фиг. 7, где

$W_2 = \Delta p_2 / \Delta Q_2$ – передача сливной трассы.

Характеристику всей гидравлической части привода можно представить дугой (фиг. 8) с передачей

$$W_г = T_{4-3} + \frac{1}{D}\left[T_{4-2} W_1 T_{1-3}(1 - W_2 T_{5-6}) + T_{4-6} W_2 T_{5-3}(1 - W_1 T_{1-2}) + \right.$$

$$\left. + T_{4-2} W_1 T_{1-6} W_2 T_{5-3} + T_{4-6} W_2 T_{5-2} W_1 T_{1-3}\right], \qquad (14)$$

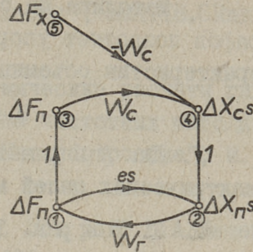
где определитель графа гидравлической части привода

$$D = 1 - W_1 T_{1-2} - W_2 T_{5-6} - W_1 T_{1-6} W_2 T_{5-2} + W_1 T_{1-2} W_2 T_{5-6} \qquad (15)$$

или

$$D = (1 - W_1 T_{1-2})(1 - W_2 T_{5-6}) - W_1 T_{1-6} W_2 T_{5-2}\,. \qquad (16)$$

Основным интересующим нас стоком сигнального графа гидропривода является изменение скорости движения рабочего стола $\Delta x_c s$. Основным источником сигнального графа будет изменение действующей на рабочий стол внешней силы ΔF_x. Следовательно, искомой передачей является (см. фиг. 8)



Фиг. 8.
Сигнальный граф с передачей $W_г$ всей гидравлической части привода.

$$T_{5-4} = \frac{\Delta x_c s}{\Delta F_x} = \frac{-W_c(1 - W_г es)}{1 - W_г(W_c + es)}. \tag{17}$$

Расчет амплитудно-фазовых частотных характеристик (АФЧХ), логарифмических амплитудных (ЛАЧХ) и фазовых частотных характеристик (ЛФЧХ) передач подграфов и графа гидропривода следует выполнять на ЭЦВМ. Для этого оператор Лапласа s в выражениях передач заменяется на оператор Фурье $j\omega$. Для различных значений частоты входного сигнала от ω_{min} до ω_{max} и для различных значений параметров режима работы рассчитываются реальные и мнимые части АФЧХ, амплитуды ЛАЧХ и фазовые углы ЛФЧХ.

Выводы

1. Применение теорий многополюсников и сигнальных графов для расчета частотных характеристик гидроприводов позволяет вести расчет поэтапно, причем в наиболее компактной и простой форме. Становится возможным рассчитать динамику сложных систем гидроприводов с большим количеством переменных при наличии сложных связей между переменными. Выполнение расчетов методом сигнальных графов отличается наглядностью.

2. Для расчета частотных характеристик передач сигнальных графов типовых элементов, аппаратов, устройств и звеньев гидропривода следует пользоваться соответствующей библиотекой подпрограмм для ЭЦВМ.

3. Методика на базе теорий многополюсников и сигнальных графов позволяет упорядочить выполнение расчетов частотных характеристик объемных гидроприводов с применением ЭЦВМ.

Литература

I. Дж. Абрахамс, Дж. Каверли. Анализ электрических цепей методом графов. "Мир", М., 1967.

2. К. Берж. Теория графов и ее применение. ИЛ, М., 1962.

3. А.А. Вавилов. Частотные методы расчета нелинейных систем. "Энергия", Л., 1970.

4. Г.Т. Гроссшмидт. Расчет передаточных функций сигнальных графов четырехполюсников звеньев гидромеханических цепей гидроприводов металлорежущих станков. Сб. статей по машиностроению УШ. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 317, 1971, с. 131-145.

5. Г.Т. Гроссшмидт. Расчет частотных характеристик труб с распределенными параметрами гидравлических приводов металлорежущих станков. Сб. статей по машиностроению УШ."Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, №317, 1971, с. 147-156.

6. Г.Т. Гроссшмидт, Ю.И. Ванавески. Расчет частотных характеристик труб с сосредоточенными параметрами гидравлических приводов металлорежущих станков.Сб. статей по машиностроению УШ. "Тр. Таллинск. политехн.ин-та", серия А, № 317, 1971, с. 157-166.

7. Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сакариас.Расчет вынужденных колебаний расхода рабочей жидкости, подаваемой насосной установкой объемного гидропривода. См.наст. сб., с. 17.

8. Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сакариас. Математическая модель для расчета на ЭЦВМ частотных характеристик передач сигнального графа клапанов давления типа Г54-2. См. наст. сб.,с. 29.

9. Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сакариас.Расчет частотных характеристик стола круглошлифовального станка. См. наст. сб.,с. 43.

10. В.В. З а р с. Устойчивость гидросистем с волновым элементом. Сб. "Вопросы динамики и прочности", вып.18. Изд. "Зинатне", Рига, 1969.

11. Б.Л. К о р о б о ч к и н. Динамические расчеты гидравлических систем станков, основанные на частотных методах. Сб. "Пневматика и гидравлика", вып. 1."Машиностроение", М., 1973, с. 59-71.

12. Гидравлический следящий привод. Под ред. В.А.Лещенко. "Машиностроение", М., 1968, с. 107-230.

13. С. М э з о н, Г. Ц и м м е р м а н. Электронные цепи, сигналы и системы. ИЛ, М., 1963.

14. Метод гармонической линеаризации в проектировании нелинейных систем автоматического управления. Под ред. Е.П. Попова. "Машиностроение". М., 1970.

15. М.И. Р а б и н о в и ч. Анализ неустановившегося движения в сложных нелинейных системах гидроприводов с длинными трубопроводами. "Машиноведение", №6, 1971.

16. Е.И. Р и в и н. Динамика привода станков. "Машиностроение", М., 1966.

17. А.В. С и н е в. Построение математической модели силовой гидравлической системы управления методами теории цепей. Сб. "Колебания и устойчивость приборов, машин и элементов систем управления". "Наука", М., 1968.

18. А.В. С и н е в. Методы построения математических моделей силовых гидравлических систем для исследования переходных динамических процессов. Сб. "Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах", "Наука". М., 1972, с.224-242.

19. Ф.С. Ц з е, И.Е. М о р з е, Р.Т. Х и н к л. Механические колебания. "Машиностроение", М., 1966.

20. В.П. Ш о р и н. Применение направленных графов к расчету вынужденных колебаний давления в гидравлических системах летательных аппаратов и двигателей. Изв. ВУЗ "Авиационная техника", 1966, № 4, Казань.

21. D.G. F e l d m a n n. Untersuchung des dynamischen Verhaltens hydrostatischer Antriebe. "VDI-Z", Band 114, 1972, Nr. 4, 263-264.

G. Grosschmidt

Anwendung der Mehrpol- und Signalgraphentheorien zur Berechnung der Frequenzkennlinien der hydrostatischen Antriebe mit einem Digitalrechner

Zusammenfassung

In diesem Beitrag ist die Methodik der Verwendung der Mehrpol- und Signalgraphentheorien zur Berechnung der Frequenzkennlinien der hydrostatischen Antriebe dargelegt. Diese Methodik ermöglicht die Berechnungen in Etappen durchzuführen. Als Beispiel ist der Berechnungsvorgang der Frequenzkennlinien des hydrostatischen Antriebes des Außenrundschleifmaschinentisches gezeigt.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
№ 391 1975

УДК (621.22+534.14)001.11

Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сакариас

РАСЧЕТ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РАСХОДА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ, ПОДАВАЕМОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКОЙ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

В динамическую систему насосной установки объемного гидропривода входят приводной электродвигатель, соединительная муфта и объемный гидронасос. Насосная установка является системой с двумя вращающимися массами, соединенных упругой связью, в которой подаваемый расход зависит от крутильных колебаний вращающейся системы, от объемных потерь и от переменности геометрического рабочего объема.

Вопросам параметрических колебаний давления на выходе насоса вследствие переменности геометрического рабочего объема посвящена работа [5].

При вынужденных крутильных колебаниях роторов электродвигателя и гидронасоса могут обнаруживаться резонансные явления,при которых растет амплитуда колебания подаваемого насосом расхода жидкости. Возмущением для образования вынужденных колебаний в насосной установке является колебание давления жидкости на выходе насоса.

Применение теорий многополюсников и сигнальных графов для расчета частотных характеристик гидроприводов [4] позволяет вести расчеты поэтапно - по отдельным элементам, звеньям, устройствам, трассам, подсистемам.

Сигнальный граф насосной установки может быть собран из отдельных подграфов, составленных на базе уравнений динамики звеньев, в виде четырехполюсников [3].

Уравнения движения запишем в малых отклонениях (слово "отклонение" в дальнейшем будет опущено),в изображениях по Лапласу.

Уравнения движения ротора асинхронного электродвигателя представляются в виде [2]:

$$J_э \Delta\omega_э s = \Delta M_э - \Delta M, \tag{I}$$

$$T_э \Delta M_э s + \Delta M_э + \frac{1}{\nu\omega_0}\Delta\omega_э = 0, \tag{2}$$

где s – оператор Лапласа;

$\Delta\omega_э$ – частота вращения ротора электродвигателя;

$\Delta M_э$ – электромагнитный вращающий момент;

ΔM – момент нагрузки;

$J_э = \frac{(GD^2)_э}{4} + \frac{(GD^2)_м}{8}$ – момент инерции ротора электродвигателя с полумуфтой;

$(GD^2)_э$ – маховой момент ротора электродвигателя;

$(GD^2)_м$ – маховой момент соединительной муфты;

$\nu = s_к/2M_к$ – условный коэффициент крутизны статической характеристики электродвигателя;

$s_к$ – критическое скольжение;

$M_к$ – критический вращающий момент;

$\omega_0 = \omega_c/p$ – частота вращения магнитного поля;

ω_c – частота напряжения сети;

p – число пар полюсов двигателя.

Критическое скольжение $s_к$ можно определить из выражения номинального момента асинхронного электродвигателя [I]

$$M_{ном} = \frac{2M_к(1+q)}{\frac{s_{ном}}{s_к} + \frac{s_к}{s_{ном}} + q}, \tag{3}$$

где

$$M_{ном} = \frac{N_{ном}}{\omega_{ном}}, \quad M_к = \lambda M_{ном}, \quad s_{ном} = 1 - \frac{\omega_{ном} p}{\omega_c}, \quad q \approx 5 s_{ном},$$

$M_{ном}$ – номинальный момент;

$\omega_{ном}$ – номинальная частота вращения;

λ – кратность критического момента;

$s_{ном}$ – номинальное скольжение.

Уравнение (I) определяет электромагнитный вращающий момент

$$\Delta M_э = J_э \Delta\omega_э s + \Delta M, \tag{4}$$

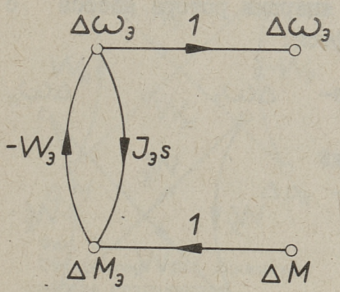
а уравнение (2) определяет частоту вращения ротора электродвигателя

$$\Delta\omega_э = -W_э\Delta M_э, \qquad (5)$$

где передача

$$W_э = \nu\omega_0(T_э s + 1). \qquad (6)$$

Сигнальный граф асинхронного электродвигателя,построенный по выражениям (4) и (5), показан на фиг. I.



Фиг. 1.
Сигнальный граф динамики асинхронного электродвигателя.

Уравнение момента, передаваемого соединительной муфтой, имеет вид

$$\Delta M = W_к(\Delta\omega_э - \Delta\omega_н), \qquad (7)$$

где передача

$$W_к = \frac{hs + k_м}{s}, \qquad (8)$$

$\Delta\omega_н$ – частота вращения ротора насоса;

$h = \psi k_м/\pi\omega$ – эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования, учитывающий конструкционное (гистерезисное) демпфирование в муфте [8];

ψ – относительное рассеяние энергии;

$k_м$ – крутильная жесткость муфты;

ω – частота вынужденных колебаний.

Приближенно жесткость упругих втулочно-пальцевых муфт определяется по эмпирической формуле [8]

$$k_м = 6{,}2\,K_{дин}\sqrt{H^3}\,d^3_{max} \quad \text{кгс.см/рад}, \qquad (9)$$

где d_{max} – наибольший для данного номера муфты диаметр соединенных валов, см;

H – твердость резины по Шору (в среднем H=9);

$K_{дин} = k_{дин}/k_{ст}$; $k_{ст}$, $k_{дин}$ – жесткости при статическом нагружении и при колебаниях (в среднем $K_{дин}$ = 2,5).

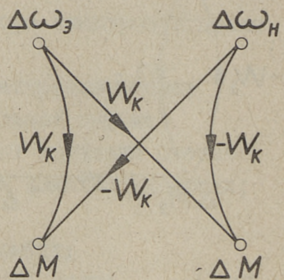
В случае жесткой втулочной муфты следует определить жесткость механической цепи от ротора электродвигателя до ротора насоса, где определяющими являются контактные деформации стыков соединений [6,8].

Сигнальный граф муфты (точнее, цепи передачи движения от ротора электродвигателя к ротору насоса) в виде четырехполюсника с формой уравнений " Z " изображен на фиг. 2.

Уравнение моментов при вращении ротора объемного гидронасоса

$$(J_н s + \beta_н)\Delta\omega_н = \Delta M - w_н(1+\alpha_н)\Delta p_н, \qquad (10)$$

где $J_н = \frac{(GD^2)_н}{4} + \frac{(GD^2)_м}{8}$ – момент инерции ротора насоса с полумуфтой;



Фиг. 2.
Сигнальный граф динамики соединительной муфты.

$(GD^2)_н$ – маховой момент ротора насоса;

$\beta_н$ – коэффициент, определяющий демпфирование пропорционально частоте вращения ротора насоса [7];

$w_н$ – геометрическая объемная подача насоса при повороте ротора на один радиан;

$\alpha_н$ – коэффициент, определяющий демпфирование пропорционально моменту нагрузки [7];

$\Delta p_н$ – давление нагнетания насоса.

Коэффициенты $\alpha_н$, $\beta_н$, определяющие демпфирование, и удельный объем $w_н$ могут быть рассчитаны по формулам:

$$\alpha_н = \frac{1-\eta_м}{\eta_м}, \qquad \beta_н = \frac{N_x}{\omega^2_{нас}}, \qquad w_н = \frac{Q_{ном}}{\omega_{нас}\eta_v}, \qquad (11)$$

где $\eta_м = \eta/\eta_v$ – механический к.п.д. насоса;

η – эффективный к.п.д. насоса;

η_v – объемный к.п.д. насоса;

N_x – мощность холостого вращения насоса;

$\omega_{нас}$ – номинальная частота вращения насоса;

$Q_{ном}$ – номинальный объемный расход насоса.

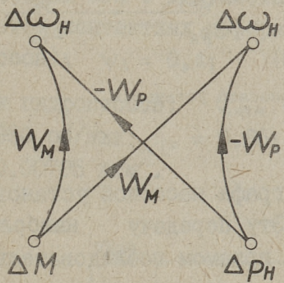
Частота вращения насоса из уравнения (10) зависит от момента ΔM и давления $\Delta p_н$

$$\Delta\omega_н = W_м \Delta M - W_p \Delta p_н, \qquad (12)$$

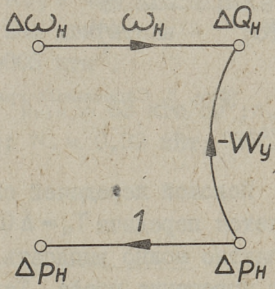
где передачи

$$W_м = \frac{1}{J_н s + \beta_н}, \qquad W_p = \frac{\omega_н(1+\alpha_н)}{J_н s + \beta_н}. \qquad (I3)$$

Сигнальный граф ротора гидронасоса, соответствующий уравнению (I2), в виде четырехполюсника с формой уравнений "Y" приведен на фиг. 3.



Фиг. 3.
Сигнальный граф динамики ротора гидронасоса.



Фиг. 4.
Сигнальный граф четырехполюсника изменения расхода насоса.

Изменение утечек в насосе может быть записано в виде

$$\Delta Q_y = W_y \Delta p_н, \qquad (I4)$$

где передача

$$W_y = \frac{G_y}{T_y s + 1}, \qquad (I5)$$

G_y - проводимость утечек;
T_y - постоянная времени, характеризующая инерционность утечек.

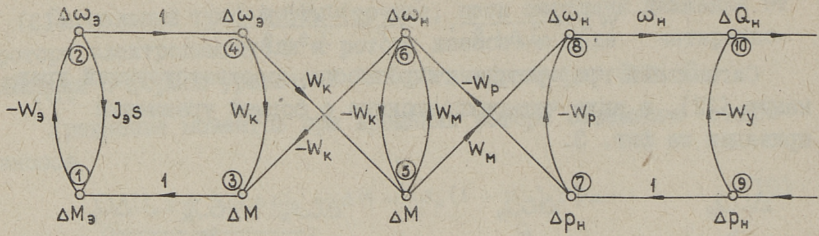
Проводимость утечек в насосе может быть рассчитана следующим образом

$$G_y = \frac{Q_{ном}}{p_{ном}}\left(\frac{1-\eta_v}{\eta_v}\right), \qquad (I6)$$

где $p_{ном}$ - номинальное значение давления насоса.

Сигнальный граф утечек насоса изображается в виде дуги с передачей W_y. Утечки уменьшают подаваемый насосом расход, поэтому передача утечек W_y входит в четырехполюсник изменения расхода насоса (фиг. 4) со знаком "-".

Сигнальный граф насосной установки (фиг. 5) получается путем стыковки его подграфов (фиг. I,2,3,4).



Фиг. 5. Сигнальный граф динамики насосной установки.

Искомой передачей сигнального графа насосной установки является передача $T_н = \Delta Q_н(s)/\Delta p_н(s)$. Эту передачу наиболее компактно можно выписать, пользуясь приемом последовательного упрощения графа. Таким образом, передачу можно представить в виде

$$T_н = -\frac{\omega_н W_p}{1+\dfrac{W_к W_м}{1+\dfrac{W_э W_к}{1+J_э s W_э}}} - W_y, \tag{17}$$

или

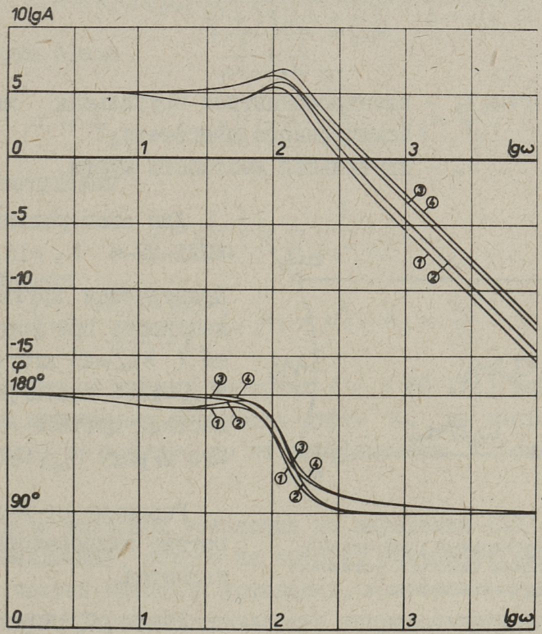
$$T_н = -\frac{\dfrac{\omega_н^2(1+\alpha_н)}{J_н s+\beta_н}}{1+\dfrac{\dfrac{(hs+k_м)}{s}\,\dfrac{1}{(J_н s+\beta_н)}}{1+\dfrac{\nu\omega_0(T_э s+1)\dfrac{(hs+k_м)}{s}}{1+J_э s\nu\omega_0(T_э s+1)}}} - \frac{G_y}{T_y s+1}. \tag{18}$$

Составлена программа на алгоритмическом языке ФОРТРАН для расчета логарифмических амплитудо-(ЛАЧХ) и фазо-частотных характеристик (ЛФЧХ) передачи $T_н$ (18).

В качестве примера выполнен расчет частотных характеристик насосной установки круглошлифовального станка 3Б153. В насосную установку данного станка входят асинхронный электродвигатель типа АОЛ2-22-6, втулочно-пальцевая упругая муфта и лопастной насос типа Г12-23А. Рассмотрен также вариант применения жесткой втулочной соединительной муфты.

Имеем следующие исходные расчетные параметры. Для электродвигателя: $N_{ном} = 1{,}1$ кВт; $\omega_c = 50 \cdot 2\pi$ 1/с; $p = 3$; $n_{ном} = 935$ об/мин; $\lambda = M_к/M_{ном} = 2{,}2$; $(GD^2)_э = 0{,}0276$ кгм^2. Для упругой муфты: $k_{м1} = 45$ кгс·м/рад; $\psi_1 = 0{,}7$; $(GD^2)_{м1} = 0{,}0082$ кгм^2. Для жесткой муфты: $k_{м2} = 450$ кгс·м/рад (с учетом контактных деформаций цепи: вал двигателя - ротор насоса); $\psi_2 = 0{,}4$; $(GD^2)_{м2} = 0{,}0005$ кгм^2.

Для гидронасоса: $Q_{ном} = 25$ л/мин; $p_{ном} = 63$ кгс/см^2; $n_{нас} = 950$ об/мин; $\eta_v = 0{,}85$; $\eta = 0{,}75$; $N_x = 0{,}33$ кВт; $(GD^2)_н = 0{,}00795$ кгм^2.



Фиг. 6. ЛАФЧХ насосной установки круглошлифовального станка 3Б153.
1 - $T_у = 0{,}05$ с, $k_м = 45$ кгс.м/рад;
2 - $T_у = 0{,}05$ с, $k_м = 450$ кгс.м/рад;
3 - $T_у = 0{,}005$ с, $k_м = 45$ кгс.м/рад;
4 - $T_у = 0{,}005$ с, $k_м = 450$ кгс.м/рад.

Логарифмические амплитудные (ЛАЧХ) и фазовые частотные характеристики (ЛФЧХ), рассчитанные на ЭЦВМ по формуле (I8) при параметрах насосной установки станка ЗБ153, представлены на фиг. 6.

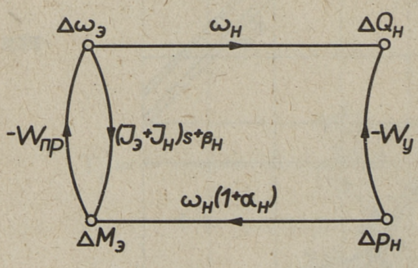
Для данной насосной установки вид соединительной муфты (упругая или жесткая) влияет на частотные характеристики только при частотах выше $\omega = 80$ I/с. При упругой муфте амплитуда вынужденных колебаний расхода меньше, чем при жесткой муфте, причем максимальная разность не превышает I децилога.

Частотные характеристики расхода данной насосной установки (фиг. 6) имеют только одну резонансную частоту, определяемую суммарным моментом инерции системы крутильных колебаний $J_э + J_н$ и приведенной крутильной жесткостью

$$k_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{k_э} + \frac{1}{k_м}}, \tag{I9}$$

где $k_э = 1/\nu\omega_0 T_э$ – электромагнитная крутильная жесткость асинхронного двигателя;

$k_м$ – крутильная жесткость муфты.



Фиг. 7. Сигнальный граф динамической модели насосной установки с одной степенью свободы.

Для электродвигателя АОЛ2-22-6 $k_э = 15{,}5 \ \frac{кгс \cdot м}{рад}$.

Приведенная крутильная жесткость при упругой муфте ($k_{м1} = 45$ кгс·м/рад), $k_{пр1} = 11{,}6$ кгс·м/рад, и при жесткой муфте ($k_{м2} = 450$ кгс·м/рад) $k_{пр2} = 15{,}1 \ \frac{кгс \cdot м}{рад}$.

Резонанс от колебания ротора гидронасоса не выявляется.

Таким образом, колебательную систему насосной установки станка ЗБ153 можно представить в виде модели с одной степенью свободы. Сигнальный граф такой модели представлен на фиг. 7, где приведенная передача

$$W_{пр} = \frac{1}{k_{пр}}\left(s + \frac{1}{T_э}\right). \tag{20}$$

Передача насосной установки тогда получается

$$T_н = \frac{\Delta Q_н}{\Delta p_н} = -\frac{W_{пр} \omega_н^2 (1+\alpha_н)}{1+W_{пр}[(J_э+J_н)s+\beta_н]} - W_y , \qquad (21)$$

или в развернутом и преобразованном виде

$$T_н = -\frac{\frac{\omega_н^2(1+\alpha_н)}{J_э+J_н}\left(s+\frac{1}{T_э}\right)}{s^2+\left(\frac{1}{T_э}+\frac{\beta_н}{J_э+J_н}\right)s+\frac{1}{J_э+J_н}\left(k_{пр}+\frac{\beta_н}{T_э}\right)} - \frac{\frac{G_y}{T_y}}{s+\frac{1}{T_y}} . \qquad (22)$$

Передачу насосной установки (22) можно представить состоящей из типовых звеньев

$$T_н = -k_1(s+\mu_1)\frac{k_2}{s^2+2\beta\mu_2 s+\mu_2^2} - \frac{k_3}{s+\mu_3} , \qquad (23)$$

где частоты среза

$$\mu_1 = \frac{1}{T_э}, \quad \mu_2 = \sqrt{\frac{k_{пр}+\frac{\beta_н}{T_э}}{J_э+J_н}}, \quad \mu_3 = \frac{1}{T_y}, \qquad (24)$$

степень затухания

$$\beta = \frac{1}{2\mu_2}\left(\frac{1}{T_э}+\frac{\beta_н}{J_э+J_н}\right), \qquad (25)$$

и коэффициенты

$$k_1 = \frac{\omega_н^2(1+\alpha_н)T_э}{\frac{1}{\nu\omega_0}+\beta_н}, \quad k_2 = \mu_2^2, \quad k_3 = \frac{G_y}{T_y} . \qquad (26)$$

Поскольку на низких частотах (ω < 80 I/c) вынужденных колебаний крутильная жесткость муфты $k_м$ на частотные характеристики не влияет, то из коэффициента k_1 она исключена.

Передача насосной установки по выражению (23) состоит из двух составляющих, первое из которых учитывает динамику вращающихся частей насосной установки, а второе – динамику объемных потерь. Первое составляющее аппроксимируется произведением передаточных функций форсирующего и колебательного типового звена, а второе составляющее является передаточной функцией инерционного звена.

Малым частотам вынужденных колебаний ($\lg\omega$ до I) соответствует горизонтальный участок ЛАЧХ (фиг. 6). Из выражения передачи насосной установки (23) получим статическую характеристику

$$T_{\text{н}\,\omega\to 0} = -\frac{\omega_{\text{н}}^2(1+\alpha_{\text{н}})}{\frac{1}{\nu\omega_0}+\beta_{\text{н}}} - G_y . \qquad (27)$$

Для данной насосной установки по формуле (27) $T_{\text{н}\,\omega\to 0} = -2{,}07 - 1{,}17 = -3{,}24$ см^5/кгс·с и $10 \lg(-T_{\text{н}}) = 5{,}1$ децилог.

В диапазоне частот $\lg\omega = 1...2$ (фиг. 6) добавляется инерционное звено утечек (при $T_y = 0{,}05$ с и частоте среза $\mu_3 = 1/T_y = 20$ 1/с, $\lg\mu_3 = 1{,}3$) или форсирующее звено системы крутильных колебаний (при $T_y = 0{,}005$ с и частотах среза $\mu_1 = 1/T_э = 113$ 1/с, $\lg\mu_1 = 2{,}05$; $\mu_3 = 1/T_y = 200$ 1/с, $\lg\mu_3 = 2{,}3$).

В интервале частот $\lg\omega = 1{,}8...2{,}5$ выявляется резонанс крутильных колебаний, определяемый колебательным типовым звеном. Частоты среза по формуле (24) при упругой муфте $\mu_2 = 101{,}5$ 1/с, $\lg\mu_2 = 2{,}01$ и при жесткой муфте $\mu_2 = 128$ 1/с, $\lg\mu_2 = 2{,}11$.

Передача рассматриваемой насосной установки для частот выше $\lg\omega = 2{,}5$ выражается интегрирующим типовым звеном

$$T_{\text{н}\,\omega\to\infty} = -\left[\frac{\omega_{\text{н}}^2(1+\alpha_{\text{н}})}{(J_э + J_{\text{н}})}\,\frac{(k_{\text{пр}}T_э + \beta_{\text{н}})}{\left(\frac{1}{\nu\omega_0}+\beta_{\text{н}}\right)} + \frac{G_y}{T_y}\right]\frac{1}{s} . \qquad (28)$$

Выводы

1. Создана математическая модель в виде сигнального графа для расчета вынужденных колебаний расхода рабочей жидкости, подаваемой насосной установкой объемного гидропривода.

2. В математическую модель введены:

а) динамика ротора приводного асинхронного электродвигателя;

б) крутильная жесткость соединительной муфты и конструкционное (гистерезисное) демпфирование в ней;

в) динамика ротора объемного гидронасоса с учетом демпфирований пропорционально угловой скорости и моменту нагрузки;

г) объемные потери в насосе с учетом их инерционности.

3. Выведена формула для расчета вынужденных колебаний расхода жидкости, по которой составлена универсальная программа на алгоритмическом языке ФОРТРАН для расчета частотных характеристик насосных установок.

4. Выполнены расчеты на ЭЦВМ "Минск-32" частотных характеристик насосной установки круглошлифовального станка типа 3Б153, из которых следует:

а) статическая характеристика насосной установки не зависит от жесткости соединительной муфты;

б) насосная установка имеет только одну резонансную частоту, определяемую суммарным моментом инерции системы крутильных колебаний и приведенной крутильной жесткостью;

в) амплитуды вынужденных колебаний расхода меньше при большем значении постоянной времени утечек и при большей упругости соединительной муфты.

5. Предложена формула аппроксимации передаточной функции насосной установки, состоящей из типовых звеньев динамики.

Литература

I. В.П. Андреев, Ю.А. Сабинин. Основы электропривода. Госэнергоиздат. М.-Л., 1969.

2. В.Л. Вейц, А.Е. Кочура, А.М., Мартыненко. Динамические расчеты приводов машин. "Машиностроение", Л., 1971.

3. Г.Т. Гроссшмидт. Расчеты передаточных функций сигнальных графов четырехполюсников звеньев гидромеханических цепей гидроприводов металлорежущих станков. Сб. статей по машиностроению УШ. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 3I7, 1971, с. I3I-I45.

4. Г.Т. Гроссшмидт. Применение теорий многополюсников и сигнальных графов к расчету частотных характеристик объемных гидроприводов на ЭЦВМ. См. наст. сб., с. 3.

5. Т.В. Ерохина, А.В. Синев, К.В. Фролов. Влияние жесткости муфты приводного электродвигателя на ха-

рактер пульсаций давления в гидроприводе аксиально-поршневого типа. Сб. "Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах". "Наука", 1972, с. 193-197.

6. З.М. Л е в и н а, Д.Н. Р е ш е т о в. Контактная жесткость машин. "Машиностроение", М., 1971.

7. В.Н. П р о к о ф ь е в, Ю.А. Д а н и л о в, Л.А. К о н д а к о в, А.С. Л у г а н с к и й, Ю.А. Ц е л и н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. "Машиностроение", М., 1969.

8. Е.И. Р и в и н. Динамика привода станков. "Машиностроение", М., 1966.

G. Grosschmidt, A. Sakarias

Berechnung der erzwungenen Förderstromschwingungen der Verdrängerpumpenaggregate

Zusammenfassung

In diesem Beitrag ist das mathematische Modell als Signalflussgraph zur Berechnung der erzwungenen Förderstromschwingungen der Verdrängerpumpenaggregate dargelegt. Auf Grund der ermittelten Übertragungsfunktion sind mit Digitalrechner die Frequenzkennlinien des Pumpenaggregats der Aussenrundschleifmaschine 3Б153 berechnet. Es wird die Approximationsformel der Übertragungsfunktion dargelegt.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
№ 391 1975

УДК (621.22+534,14)001.11

Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сакариас

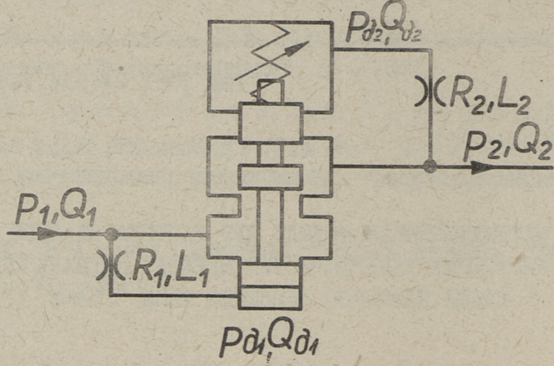
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ЭЦВМ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРЕДАЧ СИГНАЛЬНОГО ГРАФА КЛАПАНОВ ДАВЛЕНИЯ ТИПА Г54-2

Применение теорий многополюсников и сигнальных графов при расчете частотных характеристик гидропривода позволяет вести расчет поэтапно [4]. Передачи сигнального графа каждого элемента, аппарата или устройства могут быть определены в отдельности, независимо от остальных элементов и устройств гидросистемы. Такой подход позволяет для каждого звена гидромеханической цепи гидропривода рассчитать частотные характеристики передач с учетом многочисленных факторов и представить результат в простой и компактной форме, удобной для пользования в следующих этапах расчета.

Анализ динамики клапанов давления прямого действия в большинстве опубликованных работ, как правило, выполняется с учетом присоединенной емкости или трубопроводов (Б.Л. Коробочкин, М.Д. Комитовски [5]; В.С. Бутько, Ф.Г. Погодаев; В.Ю. Гурбан; А.С. Гельман, Ф.А. Фурман; В.И. Есин, В.Ф. Кузнецова; A.Serwach [9]; T.Takenaka, E.Urata [10]). Выписывают для принятой схемы уравнения динамики, по которым выводят условия устойчивости, а также рассчитывают частотные и переходные характеристики.

Некоторые авторы подвергают анализу клапаны давления совместно с более сложными сочетаниями элементов гидравлических трасс или совместно с целой системой гидропривода (И.З. Зайченко, Б.Л. Коробочкин, Г.Т. Гроссшмидт, П.Я. Лиелпетер, Э.Т. Приманис, Б.Ф. Гуков, М.И. Рабинович).

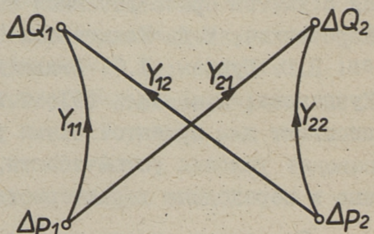
Чаще всего находят применение аналитические методы расчета, но используют также аналоговые вычислительные машины (В.С. Бутько, Э.Т. Приманис) и ЭЦВМ (Б.Ф.Гуков, М.И. Рабинович).



Фиг. 1. Схема клапана давления типа Г54-2.

Предлагаемая математическая модель динамики клапанов давления составлена с целью использования ЭЦВМ для расчета частотных характеристик передач сигнального графа клапанов давления типа Г54-2. Применение ЭЦВМ позволяет получить численные значения характеристик при большом количестве влияющих факторов и нелинейностей с высокой точностью, практически не доступной аналитическим методом.

Модель динамики клапанов давления типа Г54-2 (схема см. фиг. I) представляется в виде четырехполюсника с формой уравнений "Y" (фиг.2) [3]. Независимыми переменными являются изменения давления на входе и выходе клапана, а зависимыми переменными изменения объемных расходов до и после клапана, которые определяются по следующим уравнениям:



Фиг. 2.
Сигнальный граф четырехполюсника с формой управлений "Y".

$$\Delta Q_1 = Y_{11}\Delta p_1 + Y_{12}\Delta p_2,$$

$$\Delta Q_2 = Y_{21}\Delta p_1 + Y_{22}\Delta p_2,$$

где Y_{11}, Y_{12}, Y_{21}, Y_{22} обозначают соответствующие передачи.

Кроме того, зависимыми являются все остальные переменные клапана (например, перемещение золотника клапана и др.), частотные характеристики для которых могут быть также рассчитаны.

Развернутый сигнальный граф клапанов типа Г54-2 показан на фиг. 3 (правила составления см. [4]).

Приняты следующие обозначения. Переменные параметры (вершины сигнального графа) в малых отклонениях от установившегося состояния (слово "отклонение" в дальнейшем будет опущено), в изображениях по Лапласу (s - оператор Лапласа):

$\Delta p_1, \Delta p_2$ - давления на входе и выходе клапана;

$\Delta Q_1, \Delta Q_2$ - объемные расходы на входе и выходе клапана;

$\Delta v_к$ - средняя скорость течения в золотниковой щели клапана;

$\Delta Q_к$ - объемный расход через золотниковую щель клапана;

$\Delta Q_{\partial 1}, \Delta Q_{\partial 2}$ - объемные расходы у торцов золотника;

$\Delta p_{\partial 1}, \Delta p_{\partial 2}$ - давления в торцевых полостях золотника клапана;

$\Delta F_1, \Delta F_2$ - суммарные гидравлические силы, действующие на торцы золотника клапана;

Δy - величина осевого открытия золотниковой щели клапана.

Установившиеся значения переменных параметров обозначены без " Δ ", с индексом "0".

Параметры, входящие в передачи сигнального графа:

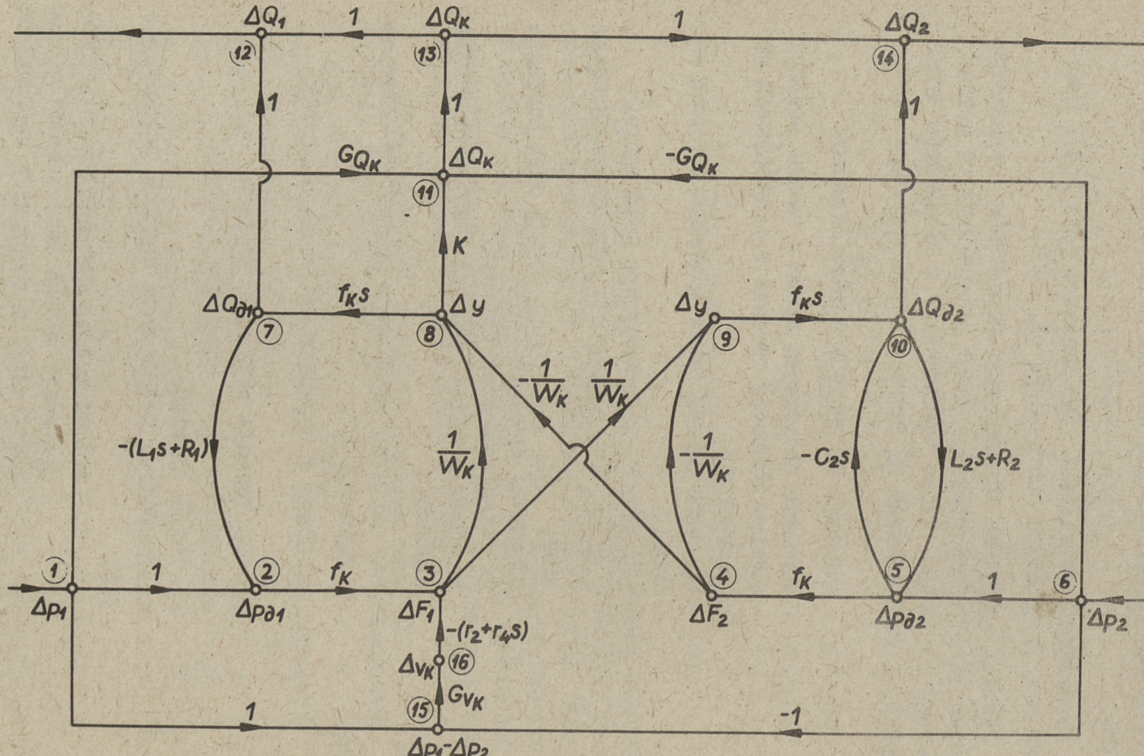
f - рабочая площадь золотника клапана;

m - приведенная масса золотника клапана;

k - жесткость пружины;

h - эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования;

r_1, r_2, r_3, r_4 - коэффициенты, учитывающие пропорциональность осевой составляющей от сил струй масла к координату перемещения золотника Δy, ее производной $\Delta \dot{y}$, к скорости струй масла $\Delta v_к$ и ее производной $\Delta \dot{v}_к$;



Фиг. 3. Сигнальный граф динамики клапанов давления типа Г54-2.

R_1, R_2 – суммарные гидравлические сопротивления каналов подвода масла к нижнему и верхнему торцу золотника;

L_1, L_2 – инерционные сопротивления каналов;

C_2 – объемная упругость масла в полости над золотником;

$G_{vк}, G_{Qк}$ – проводимости рабочей золотниковой щели по скорости течения масла $\Delta v_к$ и по объемному расходу $\Delta Q_к$;

K – коэффициент пропорциональности объемного расхода $\Delta Q_к$ к перемещению золотника клапана Δy.

Конструктивные параметры золотника клапана:

d – диаметр;
z – количество лысок;
α_1 – угол скоса лысок;
$l_к$ – длина лысок;
$l_т$ – общая длина участков соприкосновения золотника с корпусом;
δ – средний радиальный зазор между золотником и корпусом;

$m = m_к + m_п/3 + m_ж$ – приведенная масса;
$m_к$ – масса золотника;
$m_п$ – масса пружины;
$m_ж$ – масса жидкости в выточке золотника.

Показатель физических свойств рабочей жидкости:

ρ – плотность;
ν – кинематическая вязкость;
μ – абсолютная вязкость;
$E_ж$ – модуль объемной упругости.

Параметры потока жидкости в золотниковой щели:

$v_к$ – скорость течения жидкости;
φ – коэффициент скорости;
ε – коэффициент сжатия струй;
α – угол между направлением струй масла и осью золотника клапана при круговой золотниковой щели.

Параметры потока жидкости в выточке золотника:

$f_в$ – площадь проходного сечения;
$v_в$ – скорость течения жидкости;
$l_р$ – расстояние по оси золотника между серединами втекания и вытекания потоков.

Параметры вынужденных гармонических колебаний золотника клапана:

ω – частота;

A – амплитуда;

ψ – фазовый угол.

Параметры передач, определяемые расчетом, следующие.

Проводимость золотниковой щели клапана по скорости течения масла $\Delta v_к$ и по объемному расходу $\Delta Q_к$:

$$G_{vк} = \left.\frac{\partial v_к}{\partial(p_1 - p_2)}\right|_0, \quad G_{Qк} = \left.\frac{\partial Q_к}{\partial(p_1 - p_2)}\right|_0. \qquad (1)$$

При турбулентном режиме течения масла в золотниковой рабочей щели, что обычно в напорных клапанах соблюдается, величины проводимости $G_{vк}$, $G_{Qк}$ могут быть определены из выражений:

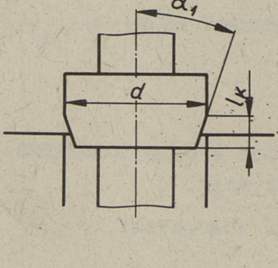
$$G_{vк} = \frac{v_{к0}}{2(p_{10} - p_{20})}, \qquad G_{Qк} = \frac{Q_{к0}}{2(p_{10} - p_{20})}, \qquad (2)$$

где

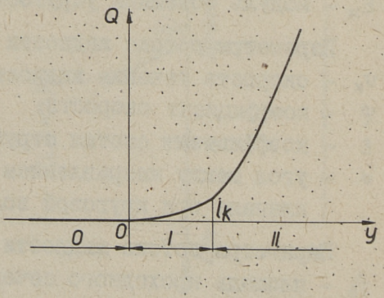
$$v_{к0} = \varphi\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{10} - p_{20})}.$$

Золотник клапанов типа Г54-2 имеет по бокам две скошенные лыски (фиг. 4), благодаря которым расходная характеристика протекания масла через щели, образованные между этими лысками и корпусом, имеет пологий характер (фиг. 5, зона I). Площадь проходного сечения при этом

$$f_1 = \frac{d^2}{8}(\beta - \sin\beta)\, z\cos\alpha_1, \qquad (3)$$



Фиг. 4.
Схема золотника клапана давления типа Г54-2.



Фиг. 5. Расходная характеристика золотниковой щели клапана давления типа Г54-2.

где

$$\beta = 2\arccos\frac{0{,}5d - y\,tg\alpha_1}{0{,}5d}.$$

В случае подъема золотника на величину, большей длины лысок $l_к$ (фиг. 4), откроется дополнительно круговая золотниковая щель и расходная характеристика принимает более крутой характер (фиг. 5, зона П). Площадь проходного сечения тогда (при $y_0 > l_к$)

$$f_2 = f_1 + f_{2к}, \qquad (4)$$

где

$$f_{2к} = (2\pi - z\beta)\,\frac{d}{2}\,(y - l_к).$$

Для координаты перемещения золотника $y \leq 0$, т.е. для зоны круговой перекрытой золотниковой щели, принимаем в настоящей математической модели расход $Q_к$ равным нулю (фиг. 5, зона "0").

При определении коэффициента K пропорциональности объемного расхода $\Delta Q_к$ к перемещению золотника клапана Δy в колебательном процессе используем метод гармонической линеаризации нелинейностей [7].

Исходя из расходной характеристики, изображенной на фиг. 5, можно выделить пять вариантов расчета коэффициентов K по принадлежности стационарной величины открытия щели y_0 и области колебаний $y_0 \pm A_y$ к различным зонам характеристики (табл. I).

Таблица I

Варианты расчета коэффициентов K при гармонической линеаризации нелинейной расходной характеристики

№ варианта	Зоны по фиг. 5	
	y_0	$y_0 \pm A_y$
I	I	I
2	I	0–I
3	I	I–П
4	П	П–I
5	П	П

Коэффициенты K для приведенных в табл. I вариантов областей колебаний:

$$K_1 = \frac{\upsilon_{ko}\varepsilon}{\pi A_y}\int\limits_0^{2\pi} F_1\,d\psi, \tag{5}$$

$$K_2 = \frac{\upsilon_{ko}\varepsilon}{\pi A_y}\int\limits_{-\psi_1}^{\pi+\psi_1} F_1\,d\psi, \tag{6}$$

$$K_3 = \frac{\upsilon_{ko}\varepsilon}{\pi A_y}\left\{2\int\limits_0^{\psi_2} F_1\,d\psi + 2\int\limits_{\psi_2}^{\frac{\pi}{2}} F_2\,d\psi + 2\int\limits_{\pi}^{\frac{3}{2}\pi} F_1\,d\psi\right\}, \tag{7}$$

$$K_4 = \frac{\upsilon_{ko}\varepsilon}{\pi A_y}\left\{2\int\limits_0^{\frac{\pi}{2}} F_2\,d\psi + 2\int\limits_{\pi}^{\pi+\psi_2} F_2\,d\psi + 2\int\limits_{\pi}^{\frac{3}{2}\pi} F_1\,d\psi\right\}, \tag{8}$$

$$K_5 = \frac{\upsilon_{ko}\varepsilon}{\pi A_y}\int\limits_0^{2\pi} F_2\,d\psi, \tag{9}$$

где $F_1 = f_1(y_0 + A_y \sin\psi)\sin\psi$ [функция f_1 по формуле (3)],

$F_2 = f_2(y_0 + A_y \sin\psi)\sin\psi$ [функция f_2 по формуле (4)],

$\psi_1 = \arcsin\frac{y_0}{A_y}$,

$\psi_2 = \arcsin\left|\frac{y_0 - l_k}{A_y}\right|$.

Сопротивление золотника при его перемещении от воздействия струй жидкости может быть определено из выражения

$$P_p = \rho Q_k(\upsilon_k \cos\alpha - \upsilon_b - 2\dot{y}) + \rho l_p \dot{Q}_k. \tag{10}$$

Коэффициенты пропорциональности осевой составляющей от струй масла:

к перемещению золотника Δy

$$r_1 = \rho\,\upsilon_{ko} K\left(\cos\alpha_n - \frac{Q_{ko}}{\upsilon_{ko} f_b}\right), \tag{11}$$

где косинус приведенного угла направления струй при $y_0 > l_к$ (при $y_0 \leqslant l_к$, $\alpha_n = \alpha_1$)

$$\cos\alpha_n = \frac{Q_{к10}}{Q_{к0}}\cos\alpha_1 + \frac{Q_{к20}}{Q_{к0}}\cos\alpha,$$

расход через лыски золотника

$$Q_{к10} = f_{1к}\,\varepsilon\,v_{к0},$$

и расход через чисто золотниковую щель

$$Q_{к20} = f_{2к}\,\varepsilon\,v_{к0};$$

к скорости струй масла $\Delta v_к$

$$r_2 = 2\rho Q_{к0}\left(\cos\alpha_n - \frac{2Q_{к0}}{v_{к0} f_b}\right); \tag{I2}$$

к скорости перемещения золотника $\Delta\dot{y}$

$$r_3 = -2\rho Q_{к0} + \rho l_p K; \tag{I3}$$

к ускорению струй масла $\Delta\dot{v}_к$

$$r_4 = \rho l_p \frac{Q_{к0}}{v_{к0}}. \tag{I4}$$

При ламинарном режиме течения масла в каналах подвода масла к нижнему и верхнему торцу золотника, что обычно соблюдается, суммарные гидравлические сопротивления каналов выражаются [I]:

$$R_1 = \frac{8\mu}{\pi}\left[\frac{\left(\frac{4}{3}r + l\right)}{r^4}\varkappa + \sum\frac{l_{1i}}{r_{1i}^4}\varkappa_i\right], \tag{I5}$$

$$R_2 = \frac{8\mu}{\pi}\sum\frac{l_{2i}}{r_{2i}^4}\varkappa_i, \tag{I6}$$

где l, r - длина и радиус демпферного отверстия;

l_{1i}, r_{1i} - длины и радиусы остальных каналов подвода масла к нижнему торцу золотника;

l_{2i}, r_{2i} - длины и радиусы каналов подвода масла к верхнему торцу золотника;

$\varkappa_i$ - поправочные коэффициенты, учитывающие измененные сопротивления при деформации эпюры местных скоростей в нестационарном течении [6]

$$\varkappa_i = \frac{\bar\omega(4\bar\omega - \sqrt{\bar\omega})}{(1-2\sqrt{\bar\omega}+4\bar\omega)(2\sqrt{\bar\omega}-1)} \quad \text{при} \quad \bar\omega > 1\,, \tag{17}$$

$$\varkappa_i = 1 \qquad \text{при} \quad \bar\omega \leqslant 1\,,$$

$\bar\omega = \frac{\omega r_i^2}{8\nu}$ – безразмерная частота колебаний.

Инерционные сопротивления трасс подвода масла к торцам золотника клапана:

$$L_1 = \rho\left(\frac{1{,}6r + l}{\pi r^2}\lambda + \sum \frac{l_{1i}}{f_{1i}}\lambda_i\right), \tag{18}$$

$$L_2 = \rho \sum \frac{l_{2i}}{f_{2i}}\lambda_i\,, \tag{19}$$

где f_{1i}, f_{2i} – площади поперечного сечения каналов подвода масла к нижнему и верхнему торцу золотника;

λ_i – поправочные коэффициенты, учитывающие изменение инерционности при деформации эпюры местных скоростей в нестационарном течении [6]

$$\lambda_i = \frac{4\bar\omega(2\sqrt{\bar\omega}-1)}{(1-2\sqrt{\bar\omega}+4\bar\omega)(2\sqrt{\bar\omega}-1)} \quad \text{при} \quad \bar\omega > 1\,, \tag{20}$$

$$\lambda_i = \frac{4}{3} \qquad \text{при} \quad \bar\omega \leqslant 1\,.$$

Объемная упругость масла в полости над золотником

$$C_2 = \frac{V_2}{E_ж}\,, \tag{21}$$

где V_2 – объем масла в полости над золотником.

Модуль объемной упругости двухфазной жидкости при малых давлениях, наблюдаемых в сливных трассах, имеет низкое значение.

Демпфирование при перемещении золотника клапана вследствие вязкого трения в зазоре между золотником и корпусом, гистерезисного рассеяния энергии и сил Кулонового трения учитывается, имея в виду близкие к гармоническому колебания, эквивалентным коэффициентом вязкого демпфирования [8]

$$h = \frac{\pi d l_т \mu}{\delta} + \frac{\psi_p k}{\pi \omega} + \frac{4 F_т}{\pi \omega A_y}, \qquad (22)$$

где ψ_p – относительное рассеяние энергии, учитывающее гистерезисные потери в пружине и от сил трения при перемещении золотника;

$F_т$ – сила Кулонового трения.

Сила Кулонового трения золотника клапана зависит от перепада давления [2]

$$F_т = A + B(p_{10} - p_{20}), \qquad (23)$$

где A, B – экспериментальные коэффициенты.

Передачи сигнального графа (фиг. 3) рассчитываются по формуле Мейсона (S.A. Mason) [4]. Источниками сигнального графа являются давления Δp_1 и Δp_2, а стоками объемные расходы ΔQ_1 и ΔQ_2. Могут быть рассчитаны также передачи ко всем остальным зависимым переменным параметрам. Из них определяем передачи к смещению золотника клапана Δy.

Определитель сигнального графа (фиг. 3) получается равным

$$D = 1 + \frac{f^2 s}{W_к}\left[(L_1 s + R_1) + (L_2 s + R_2)\right] + $$
$$+ C_2 s (L_2 s + R_2)\left[1 + \frac{f^2 s}{W_к}(L_1 s + R_1)\right], \qquad (24)$$

где

$$W_к = m s^2 + (h + r_3) s + k + r_1. \qquad (25)$$

Тогда искомые передачи сигнального графа клапана давления могут быть записаны в виде:

$$T_{1-8} = \frac{\Delta y(s)}{\Delta p_1(s)} = \frac{1}{D}\,\frac{1}{W_к}(f - W_p)\left[1 + C_2 s (L_2 s + R_2)\right], \qquad (26)$$

где

$$W_p = G_{Vк}(r_2 + r_4 s); \qquad (27)$$

$$T_{1-12} = \frac{\Delta Q_1(s)}{\Delta p_1(s)} = G_{Qк} + \frac{1}{D}\,\frac{1}{W_к}(f - W_p)(K + fs) \times \qquad (28)$$
$$\times \left[1 + C_2 s (L_2 s + R_2)\right];$$

$$T_{1-14} = \frac{\Delta Q_2(s)}{\Delta p_1(s)} = G_{Qк} + \frac{1}{D}\,\frac{1}{W_к}(f - W_p)\Big\{\left[1 + C_2 s \times \right. \qquad (29)$$
$$\left. \times (L_2 s + R_2)\right] K + fs\Big\};$$

$$T_{6-8} = \frac{\Delta y(s)}{\Delta p_2(s)} = -\frac{1}{D}\,\frac{1}{W_K}(f - W_p); \qquad (30)$$

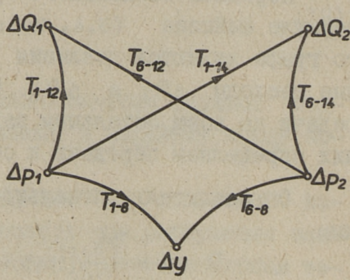
$$T_{6-12} = \frac{\Delta Q_1(s)}{\Delta p_2(s)} = -G_{QK} - \frac{1}{D}\,\frac{1}{W_K}(f - W_p)(K + fs); \qquad (31)$$

$$T_{6-14} = \frac{\Delta Q_2(s)}{\Delta p_2(s)} = -G_{QK} - \frac{1}{D}\left\{\frac{1}{W_K}(f - W_p)(K + fs) + \right.$$

$$\left. + C_2 s\left[1 + \frac{f^2 s}{W_K}(L_1 s + R_1)\right]\right\}. \qquad (32)$$

Таким образом, вместо развернутого графа (фиг. 3) получим простой преобразованный граф с шестью интересующими нас передачами (фиг. 6).

Эквивалентные линейные передачи полученного преобразованного сигнального графа (фиг. 6) зависят от конструктивных параметров, режима и условий работы клапанов давления, а также от амплитуды и частоты колебаний.



Фиг. 6.

Преобразованный сигнальный граф динамики клапанов давления типа Г54-2.

Для расчета частотных характеристик необходимо в выведенных передачах (25)...(32) заменить оператор Лапласа s оператором Фурье $j\omega$. Задаваясь различными значениями частоты от ω_{min} до ω_{max} рассчитываются реальные и мнимые частотные характеристики, а также логарифмические амплитудные и фазовые частотные характеристики передач.

Выводы

I. Математическая модель для расчета на ЭЦВМ частотных характеристик клапанов давления типа Г54-2 предложена в виде сигнального графа четырехполюсника с линейными, линеаризованными и эквивалентными линейными передачами, зависящими от частоты и амплитуды колебаний.

2. В математическую модель введены:

а) определение коэффициентов К пропорциональности расхода через золотник клапана к перемещению золотника методом гармонической линеаризации нелинейностей;

б) уточненное определение осевых сил от струй жидкости;

в) уточненное определение гидравлических и инерционных потерь напора в каналах подвода масле к торцам золотника;

г) влияние объемной упругости масла в полости над золотником;

д) сопротивления перемещения золотника от вязкого трения, гистерезисного рассеяния энергии и Кулонова трения.

3. С использованием формулы Мейсона теории сигнальных графов выведены формулы для шести различных передач клапанов давления типа Г54-2, по которым рассчитываются частотные характеристики.

Литература

I, М. Гийон. Исследование и расчет гидравлических систем. "Машиностроение",М., 1964.

2. Г.Т. Гроссшмидт. Исследование работы некоторых переливных клапанов станочных гидроприводов при установившемся режиме. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 162, 1959.

3. Г.Т. Гроссшмидт. Расчет передаточных функций сигнальных графов четырехполюсников звеньев гидромеханических цепей гидроприводов металлорежущих станков. Сб. статей по машиностроению УШ. "Тр. Таллинск. политехн.ин-та", серия А, № 3I7, 1971, с. 131-145.

4. Г.Т. Гроссшмидт. Применение теорий многополюсников и сигнальных графов к расчету частотных характеристик объемных гидроприводов на ЭЦВМ.См. наст. сб., с.3.

5. Б.Л. Коробочкин, М.Д. Комитовски. Динамические характеристики напорных золотников гидравлических систем. Сб. статей "Теория машин-автоматов и пневмогидроприводов". "Машиностроение", М., 1970, с. 268-278.

6. Д.Н. П о п о в. О расчете трубопроводов при периодическом движении вязкой жидкости. Сб.научных трудов "Вопросы надежности гидравлических систем", выпуск УI. КИИГА, Киев, 1970.

7. Е.П. П о п о в, И.П. П а л ь т о в. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. ФМ, М., 1960.

8. Ф.С. Ц з е, И.Е. М о р з е, Р.Т. Х и н к л. Механические колебания. "Машиностроение", М., 1966.

9. A. S e r w a c h. Analiza stabilności zaworow przelewowych. "Prace Instytutu lotnictawa", 1969, Nr. 38,31-37.

10. Toshio T a k e n a k a, Eizo U r a t a. The Dynamic Characteristics of Oil Hydraulic Control Valve. Bulletin of JSME, 1969, vol. 12, No. 52, 765-773.

G.Grosschmidt, A. Sakarias

Mathematisches Modell zur Berechnung der Frequenzkennlinien der Signalgraphübertragungen des Überströmventils Г54-2

Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag ist das mathematische Modell als Mehrpolsignalgraph zur Berechnung der Frequenzkennlinien des ölhydraulischen Überströmventils Г54-2 dargelegt. Die Übertragungen des Signalgrafs sind linear, linearisiert und equivalent-linearisiert, wobei die letzteren von Frequenz und Amplitude der Schwingungen abhängen.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
№ 391 1975

621.891:534.14+621.924

Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сакариас

РАСЧЕТ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СТОЛА КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА

Методы многополюсников и сигнальных графов позволяют выполнить поэтапно расчеты частотных характеристик сложных линейных, линеаризованных и эквивалентно линейных систем [3]. Для гидропривода стола круглошлифовального станка целесообразно в качестве отдельных звеньев выделить рабочий стол и упругое соединение стола с поршнем гидроцилиндра.

Далее приведен выбор расчетной модели динамики стола, составление сигнального графа для принятой модели, определение передач графа, сопоставление принятой математической модели с результатами экспериментов и выполнение расчета частотных характеристик стола круглошлифовального станка 3Б153.

Рабочий стол круглошлифовального станка перемещается по комбинированным (V-образное и плоское) направляющим скольжения. В диапазоне скоростей движения стола v =0,1... 4 м/мин направляющие скольжения работают как в области смешанного, так и жидкостного трения.

Сила смешанного трения зависит от силы контактного трения и от гидродинамической подъемной силы элементарных клиньев [5]. Эти силы в свою очередь зависят от следующих факторов [5,10]: материал направляющих; макро- и микрогеометрия поверхностей; неплоскостность направляющих и погрешности их взаимного расположения; марка, вязкость и температура смазочного материала; способ смазки; среднее удельное давление и др. На силы смешанного трения стола круглошлифовального станка влияет неравномерное распределение удельных давлений по длине и между гранями направлящих, вызываемое бабками различного веса и действием момента от тяговой силы. На неравномерное распределение удельных давлений влияет также деформация изгиба стола от момента тяговой силы.

Ввиду многочисленности сложных, не поддающихся точному математическому описанию нелинейных процессов, наблюдаемых при движении стола по направляющим скольжения в условиях смешанного трения [4, 5, 9, 10], создать модель динамики стола, обеспечивающую высокую точность результатов расчета, практически невозможно.

Для анализа влияния динамических характеристик гидропривода на движение рабочего стола следует использовать относительно простую модель стола, которая отражает физическую сущность происходящих процессов. Этому требованию ближе всего соответствует модель двухкоординатного движения стола [4, 5], учитывающая гистерезисное рассеяние энергии. В действительности движение стола происходит более чем по двум координатам (изменяется угол поворота стола при всплывании, происходят повороты в поперечном направлении, возникают деформации стола).

Гистерезисный характер изменения сил трения при колебаниях в условиях смешанного трения экспериментально установлен многими исследователями [5].

Компоненты P_z и P_y силы резания при круглом наружном шлифовании не превышают 1...1,5 % от веса стола [2]. Продольная составляющая P_x для круглошлифовальных станков с максимальным диаметром обработки D_{max} = 140 мм не превышает 0,2 кгс [2]. Поэтому силой шлифования при исследовании движения стола круглошлифовального станка можно пренебречь. Но для расчета частотных характеристик стола в общем случае необходимо к нему прилагать внешнюю возмущающую силу в продольном направлении.

В соответствии с принятой моделью двухкоординатного движения стола для скоростей скольжения $0 < v < v_{кр}$ выпишем уравнения динамики в малых отклонениях (слово "отклонение" в дальнейшем будет опущено), в изображениях Лапласа (s - оператор Лапласа).

Уравнение силы при движении стола в продольном направлении (по оси "x")

$$m_c \Delta xs^2 + h_x \Delta xs - k_z f_т \Delta z = \Delta F_п - \Delta F_x, \qquad (I)$$

где m_c – масса стола, кгс.$с^2$/см;

$\Delta x, \Delta z$ – перемещение стола по продольной и вертикальной координате, см,

$f_т$ – коэффициент контактного трения направляющих;

$\Delta F_п$ – тяговая сила, кгс;

ΔF_x – внешняя сила по продольной оси, кгс.

Эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования [II], учитывающий гистерезисное демпфирование при контактном трении и при перетекании масла в элементарных объемах

$$h_x = \frac{\psi_x k_{пр}}{\pi \omega} \text{ кгс.с/см}, \qquad (2)$$

где ψ_x – относительное рассеяние энергии;

ω – частота вынужденных колебаний, I/с;

$k_{пр}$ – приведенная жесткость привода стола.

Приведенная жесткость привода определяется

$$k_{пр} = m_c \omega_c^2 \text{ кгс/см}, \qquad (3)$$

где ω_c – частота собственных колебаний стола, I/с.

Приведенную жесткость $k_{пр}$ можно определить также по жесткостям гидравлических и механических звеньев привода [I].

Средняя контактная жесткость направляющих по вертикальной оси,

$$k_z = \frac{S}{e_к} k_j \text{ кгс/см}, \qquad (4)$$

где площадь направляющих

$$S = S_1 \cos^2 45^\circ + S_2 \text{ см}^2;$$

S_1 – площадь V-образной направляющей, $см^2$;

S_2 – площадь плоской направляющей, $см^2$;

$e_к$ – средняя удельная контактная податливость направляющих, $см^3$/кгс;

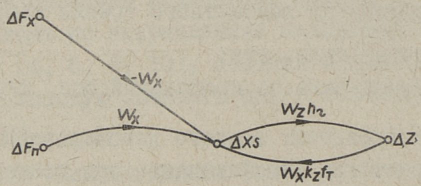
k_j – коэффициент повышения жесткости при колебаниях.

Для построения сигнального графа (фиг. I) имеем в виду, что выходным сигналом для рабочего стола является изменение скорости перемещения Δxs. По уравнению (I) получим

$$\Delta xs = (\Delta F_n - \Delta F_x + k_z f_T \Delta z) W_x , \tag{5}$$

где

$$W_x = \frac{1}{m_c s + h_x} . \tag{6}$$



Фиг. 1. Сигнальный граф модели двухкоординатного движения стола.

Уравнение сил при движении стола в вертикальном направлении (по оси " z ")

$$m_c \Delta z s^2 + h_z \Delta z s + k_z \Delta z - h_z \Delta xs = 0 , \tag{7}$$

где эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования, учитывающий вязкое сопротивление смазки и рассеяние энергии при контактной деформации

$$h_z = T_z k_z + \frac{\psi_z k_z}{\pi \omega} \text{ кгс.с/см;} \tag{8}$$

гидродинамическая постоянная времени [5],

$$T_z = \frac{l_к}{v_0} \quad \text{с;} \tag{9}$$

$l_к$ - усредненная длина элементарных гидродинамических клиньев, см;

ψ_z - относительное рассеяние энергии;

коэффициент гидродинамической подъемной силы

$$h_z = \frac{\beta G}{f_T} \text{ кгс.с/см;} \tag{10}$$

β - падающая характеристика коэффициента трения, с/см;

G - вес стола, кгс.

Зависимость коэффициента смешанного трения от скорости скольжения можно аппроксимировать кубической параболой [8]

$$f = f_{v\,min}\left(1 - K_v \sqrt[3]{\frac{v_0}{v_{кр}}}\right), \qquad (II)$$

где

$$K_v = 1 - \frac{f_ж}{f_{v\,min}},$$

$f_{v\,min}$ – коэффициент трения при скорости скольжения v = = I мм/мин;

$f_ж$ – коэффициент жидкостного трения.

Падающая характеристика коэффициента трения, исходя из выражения (II)

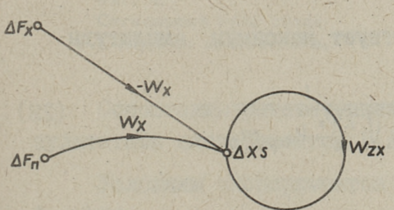
$$\beta = -\frac{df}{dv_0} = \frac{1}{3} f_{v\,min} K_v \sqrt[3]{\frac{1}{v_0^2\, v_{кр}}} \quad с/см. \qquad (I2)$$

Для построения сигнального графа (фиг. I) уравнение (7) выразим относительно перемещения в вертикальном направлении

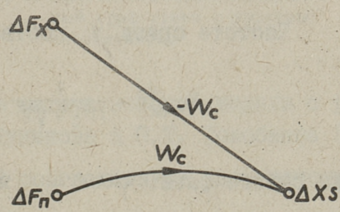
$$\Delta Z = W_z h_z \Delta XS, \qquad (I3)$$

где

$$W_z = \frac{1}{m_c s^2 + h_z s + k_z}. \qquad (I4)$$



Фиг. 2. Сигнальный граф стола с петлей.



Фиг. 3. Преобразованный сигнальный граф стола.

По сигнальному графу фиг. I видно, что при вершине ΔXS образуется петля (см. фиг. 2) с передачей

$$W_{zx} = W_z h_z W_x k_z f_T = W_z W_x \beta G k_z. \qquad (I5)$$

Сигнальный граф по фиг. 2 можно преобразовать к виду, показанному на фиг. 3, где передача W_c по формуле Мейсона (S. J. Mason) [3]

$$W_c = \frac{\Delta x s}{\Delta F_n} = -\frac{\Delta x s}{\Delta F_x} = \frac{W_x}{1 - W_{zx}} \qquad (16)$$

или

$$W_c = \frac{1}{m_c s + h_x - \dfrac{\beta G k_z}{1 m_c s^2 + h_z s + k_z}}. \qquad (17)$$

При однокоординатной модели динамики стола имеем вместо W_c (17) передачу W_x (6), которую можно представить в виде

$$W_x = \frac{\frac{1}{m_c}}{s + \nu}, \qquad (18)$$

где частота среза

$$\nu = \omega_c \sqrt{\frac{\psi_x}{\pi}}. \qquad (19)$$

Амплитудно- и фазо-частотные характеристики передачи W_x (18) получаются:

$$A(\omega) = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\psi_x k_{np}}{\pi\omega}\right)^2 + (m_c \omega)^2}}, \qquad (20)$$

$$\varphi(\omega) = \operatorname{arctg}\left(-\frac{\omega^2}{\nu^2}\right). \qquad (21)$$

Частоте среза ν соответствует максимум амплитуды

$$A_{max}(\omega) = \frac{1}{m_c \nu \sqrt{2}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{2\psi_x}{\pi} k_{np} m_c}} \qquad (22)$$

при сдвиге фазы $\varphi(\omega) = -\pi/4$.

Уравнение сил для связи стола со штоком гидроцилиндра

$$\Delta F_n = (h_ш s + k_ш)(\Delta x_n - \Delta x), \qquad (23)$$

откуда

$$\Delta x_n s = \Delta x s + W_ш \Delta F_n s, \qquad (24)$$

где

$$W_ш = \frac{1}{h_ш s + k_ш}, \qquad (25)$$

Δx_n - координата перемещения поршня, см.

Эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования [II], учитывающий гистерезисное рассеяние энергии в цепи соединения стола с поршнем гидроцилиндра

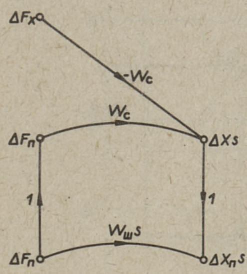
$$h_{ш} = \frac{\psi_{ш} k_{ш}}{\pi \omega} \quad \text{кгс.с/см}; \tag{26}$$

$\psi_{ш}$ – относительное рассеяние энергии;

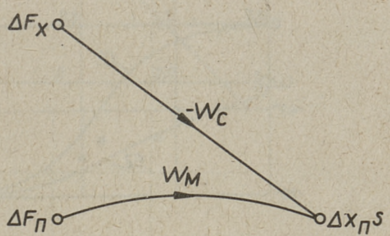
$k_{ш}$ – жесткость цепи соединения стола с поршнем, кгс/см.

Сигнальный граф рабочего стола и упругого соединения приведен на фиг. 4. Этот граф можно преобразовать к виду, показанному на фиг. 5, где передача упругого соединения с рабочим столом

$$W_{м} = \frac{\Delta x_{п} s}{\Delta F_{п}} = W_{c} + W_{ш} s. \tag{27}$$



Фиг. 4.
Сигнальный граф стола с упругим соединением.



Фиг. 5. Преобразованный сигнальный граф стола с упругим соединением.

Сопоставим рассматриваемую математическую модель с результатами экспериментов В.А. Кудинова и С.Т. Токобаева [6].

Условиям экспериментов [6] соответствует передаточная функция

$$W_{p} = \frac{\Delta F_{p}}{\Delta x s} = -m_{c} s + h_{x} + \frac{\beta G k_{z}}{m_{c} s^{2} + h_{z} s + k_{z}} \tag{28}$$

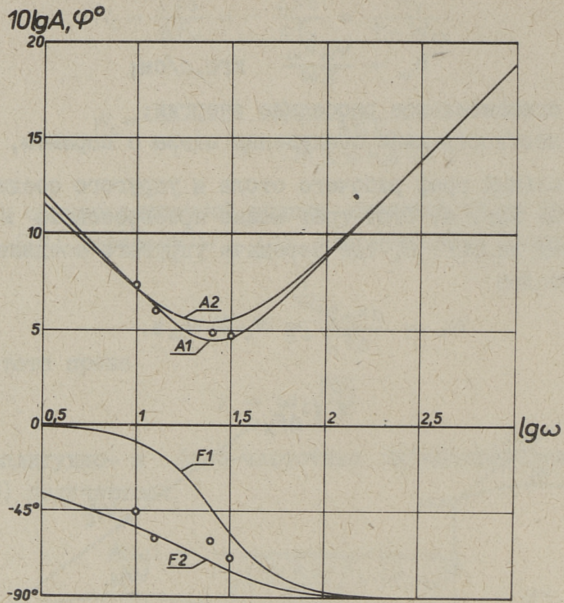
в случае двухкоординатной модели, где ΔF_{p} – сила реакции стола, и

$$W_{p} = -m_{c} s + h_{x} \tag{29}$$

в случае однокоординатной модели.

Исходные расчетные данные, соответствующие указанным экспериментам, следующие: m_{c} = 0,076 кгс.с^{2}/см, $k_{пр}$=8.10^{3} кгс/см, k_{z} = 6.10^{5} кгс/см, $l_{к}$ = 0,05 см, $f_{v min}$ = 0,25, $f_{ж}$ = 0,04, $v_{кр}$ = 2 см/с, v_{0} = 0,0833 см/с.

Относительное рассеяние энергии в вертикальном направлении принимаем ψ_{z} = I,0 [7].



Фиг. 6. Сопоставление теоретических ЛАФЧХ с экспериментами (ϑ_o = 0,0833 см/с) при двух- (A2, F2; ψ_x = 0,01) и однокоординатной (A1, F1; ψ_x = 0,02) модели динамики стола.

При этих параметрах, при различных значениях ψ_x, на ЭЦВМ "Минск-32" рассчитаны согласно передачам (28) и (29) логарифмические амплитудно- и фазо-частотные характеристики (ЛАФЧХ) для двух- и однокоординатной модели.

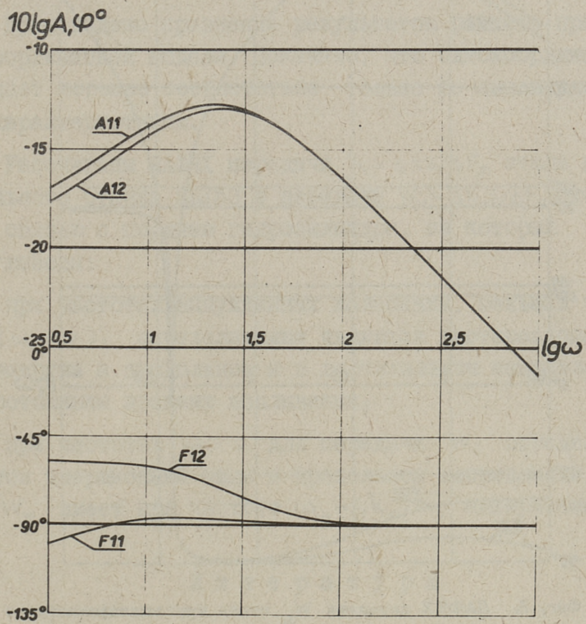
На фиг. 6 приведены ЛАФЧХ для двухкоординатной (ψ_x = = 0,0I) и однокоординатной модели (ψ_x = 0,02). Туда же занесены экспериментальные точки. Сопоставление моделей с экспериментами показывает хорошее соответствие ЛАФЧХ при двухкоординатной модели. Однокоординатная модель дает хорошее соответствие только по амплитудночастотным характеристикам.

По выражениям передач W_c (I7) и $W_м$ (27) рассчитаны ЛАФЧХ стола круглошлифовального станка ЗБI53.

Экспериментально определенные параметры [I,2]: m_c = = 420кг, ω_c = I76 I/с, S = 880 см^2, $k_ш$ = 3,2.I0^4 кгс/см.

Параметры, взятые по литературным источникам: $e_к$ = = I,5.I0^4 см^3/кгс [7,I0]; k_j = I,5 [7]: $l_к$ =0,05 см [5,6];

коэффициенты трения при смазочном масле "Индустриальное 20" и направляющих из чугуна СЧ 2I-40 $f_{v\,min} = 0,25$, $f_{ж} = 0,03$ [8]; $v_{кр} = 2$ см/с [8,I0]; $\psi_z = I,0$ [7]; $\psi_ш = 0,I$ [7].

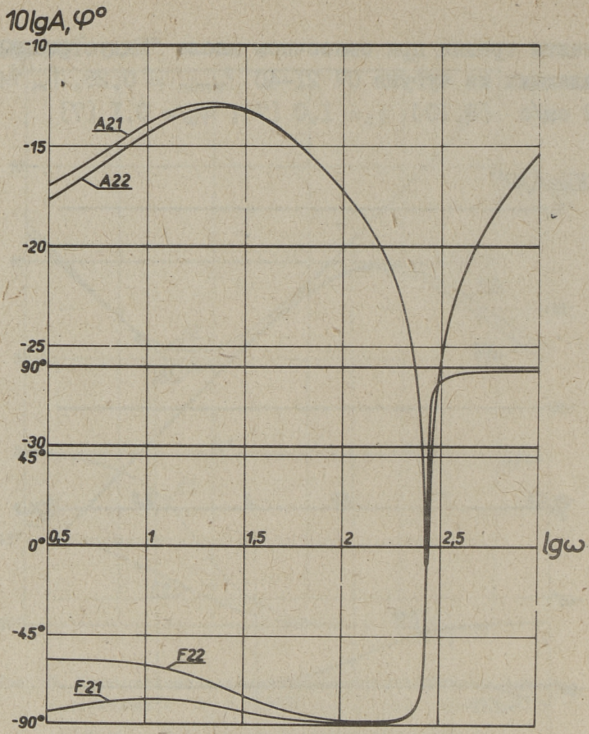


Фиг. 7. ЛАФЧХ передачи W_c стола круглошлифовального станка 3Б153; A11, F11 – при $\psi_x = 0,01$; A12, F12 – при $\psi_x = 0,04$.

Для относительного рассеяния энергии в продольном направлении, согласно вышеприведенному сопоставлению с экспериментами, приняты значения $\psi_x = 0,0I;\ 0,02;\ 0,04$.

Установившаяся скорость движения стола: $v_0 = 0,0833$ см/с.

Результаты расчета ЛАФЧХ стола показаны на фиг. 7 и 8. При низких частотах (до частоты среза ν) амплитуда ЛАФЧХ передачи W_c (I7) (фиг. 7) с увеличением частоты растет. При частотах выше частоты среза ν , определяющими становятся инерционные силы и амплитуда ЛАФЧХ передачи W_c с увеличением частоты уменьшается.



Фиг. 8. ЛАФЧХ передачи $W_м$ стола круглошлифовального станка 3Б153 с упругим соединением: A21, F 21 – при ψ_x = 0,02; A22, F 22 – при ψ_x = 0,04.

ЛАФЧХ передачи $W_м$ (27) (фиг. 8) при низких частотах совпадает с ЛАФЧХ передачи W_c (I7), а при частоте $\omega_ш = \sqrt{k_ш/m_c}$ имеет антирезонанс.

Выводы

I. Для расчета частотных характеристик стола круглошлифовального станка в условиях смешанного трения создана математическая модель двухкоординатного движения с учетом гистерезисного рассеяния энергии.

2. Выведены, с использованием теории сигнальных графов, передаточные функции стола, а также стола с упругой связью с поршнем гидроцилиндра.

3. Осуществлено сопоставление предложенной математической модели двухкоординатного движения с результатами экспериментов, показывающее применимость данной модели для описания рассматриваемых физических процессов.

4. Произведено сравнение результатов расчета при двух- и однокоординатной модели. Показано, что однокоординатная модель дает хорошее соответствие только по амплитудно-частотным характеристикам.

5. Рассчитаны ЛАФЧХ передачи $W_c = \Delta x s / \Delta F_n$ стола круглошлифовального станка 3Б153 и передачи $W_м = \Delta x_n s / \Delta F_n$ стола с упругой связью с поршнем гидроцилиндра, из которых можно сделать выводы:

а) при частотах вынужденных колебаний, меньших частоты среза $(\omega < \nu)$, определяющими являются гистерезисное рассеяние энергии в продольном и в вертикальном направлении, а также постоянная времени всплывания;

б) при частотах $\omega > \nu$ для передачи W_c определяющими становятся инерционные силы в продольном направлении, а передача $W_м$ имеет при частоте $\omega_ш = \sqrt{k_ш / m_c}$ антирезонанс.

Литература

1. Ю.И. Ванавески. Параметры системы движения стола круглошлифовального станка 3Б153. Сб.статей по машиностроению IX."Тр. Таллинск. политехн. ин-та", № 340, 1972, с.27-35.

2. Ю.И. Ванавески. Исследование устойчивости гидропривода поступательного движения. Дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. Л., 1973 (Ленинградский ордена Ленина политехн. ин-т им. М.И.Калинина).

3. Г.Т. Гроссшмидт. Применение теорий многополюсников и сигнальных графов к расчету частотных характеристик объемных гидроприводов на ЭЦВМ. См. наст. сб., с. 3.

4. В.Ю. Котелевский. Автоколебания в системах трения металлорежущих станков. Изд. Саратовского университета, 1973.

5. В.А. К у д и н о в. Динамика станков. "Машиностроение". М., 1967.

6. В.А. К у д и н о в, С.Т. Т о к о б а е в. Характеристика смешанного трения при динамическом расчете станков. "Станки и инструмент", № 12, 1968, с. 8-10.

7. З.М. Л е в и н а, Д.Н. Р е ш е т о в. Контактная жесткость машин. "Машиностроение", М., 1971.

8. Г.А. Л е в и т, Б.Г. Л у р ь е. Расчет направляющих механизма подач по характеристикам трения."Станки и инструмент", № 1, 1962, с. 12-15.

9. В.А. Р а т м и р о в, И.Н. Ч у р и н, С.Л. Ш м у т е р. Повышение точности и производительности станков с программным управлением. "Машиностроение", М., 1970.

10. Детали и механизмы станков. Том 1. Под ред.Д.Н.Решетова. "Машиностроение", М., 1972.

11. Е.И. Р и в и н. Динамика привода станков. "Машиностроение", М., 1966.

G. Grosschmidt, A. Sakarias

Berechnung der Frequenzkennlinien des Tisches der Außenrundschleifmaschine

Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird das mathematische Modell zur Berechnung der Frequenzkennlinien des Tisches der Außenrundschleifmaschine gegeben, das die Schwingungen bei Mischreibung in zwei Koordinaten beschreibt. Die Frequenzkennlinien mit einem Digitalrechner werden nach Parametern des Tisches der Außenrundschleifmaschine 3Б153 berechnet.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
№ 391 1975

УДК 621.9.06-85-52

В.И. Рээдик

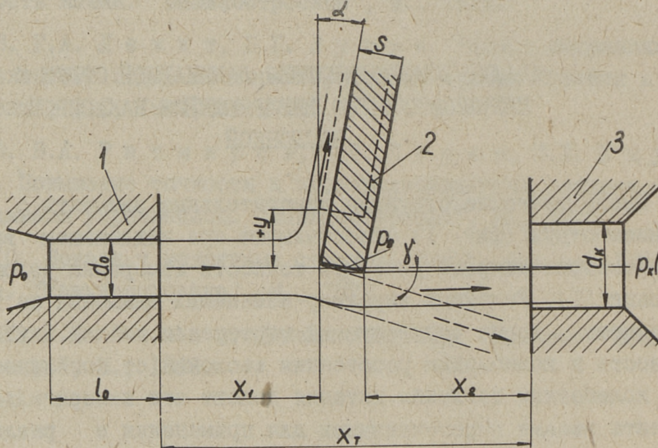
АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЛАМИНАРНОЙ СТРУИ С ПЕРПЕНДИКУЛЯРНО ВНЕДРЯЮЩЕЙСЯ НАКЛОННОЙ ЗАСЛОНКОЙ

Пневматические струйные измерительные элементы с прерыванием струи (фиг. I) обеспечивают при надлежащем выборе их параметров микрометрическую точность измерения положения заслонки [I]. Релейный характер изменения давления на выходе элемента, точно регулируемый гистерезис, малая чувствительность к колебаниям расстояния заслонки от сопел, а также к колебаниям давления питания делают эти измерительные элементы весьма перспективными для применения в различных дискретных струйных датчиках механических величин.

Предварительные результаты экспериментальной оптимизации параметров таких измерительных элементов приведены в статье [I]. Сущность физических явлений, на которых основан "точный аэродинамический эффект", раскрыт в статьях [2] и [3].

Настоящая работа посвящена одной из узловых проблем при проектировании измерительных элементов с прерыванием струи - расчету ординаты и угла отрыва струи от заслонки в зависимости от параметров устройства. Изменение угла отклоняемой части струи при отрыве и прилипании (см. фиг. I) обусловливает релейный скачок давления в приемном сопле, т.е. на выходе элемента.

Среди публикаций, посвященных исследованию взаимодействия струи с заслонкой, нет сведений о расчете процессов в случае наклонной заслонки. При тонких заслонках (фиг. 2,а) можно ограничиться определением отклонения струи на основе теории импульсов [4]. При увеличении толщины заслонки все в большей степени начинает сказываться прилипание струи к заслонке и при $s > d_0$ (фиг. I) прилипание станет определяющим. Наличие прилипания струи к заслонке сильно усложняет построение точной расчетной модели процесса взаимодействия. Решить задачу можно только при условии введения ряда эмпирических коэффициентов.



Фиг. 1. Схема измерительного элемента: p_0 – давление питания, $p_k(R)$ – давление в приемном сопле в зависимости от нагрузки.

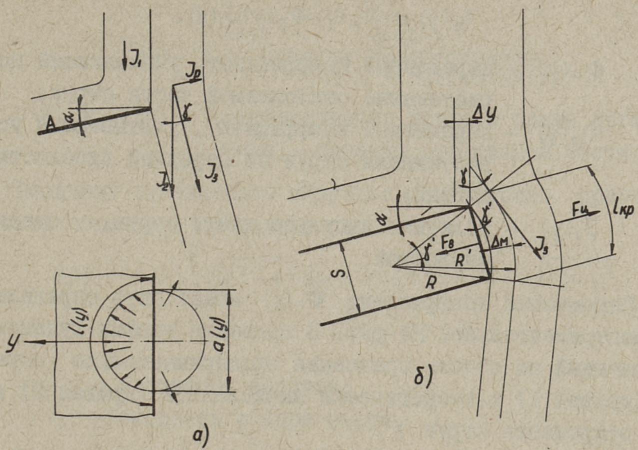
Для определения ординаты переключения элемента нужно установить условия равновесия сил, отклоняющих и прижимающих струю к заслонке. Ввиду сложности течений вокруг кромки заслонки, исходим из упрощенной модели осесимметричной струи с равномерным распределением импульса в ядре струи [5]. В этом случае приведенный радиус струи определяется формулой

$$r_n = \sqrt{\beta_0}\, r_0 , \qquad (I)$$

где r_0 – радиус струи;

β_0 – коэффициент количества движения, вычисленный на основе скорости в ядре струи [5].

Расчетная схема и обозначения импульсов приведены на фиг. 2,а и б. Из условия равновесия сил на передней плоскости A заслонки нулевой толщины (см. фиг. 2,а) при $\alpha > 0°$ можем записать



Фиг. 2. Расчетные схемы.

$$tg\gamma = \frac{J_p(y)\cos\alpha}{J_2(y) - J_p(y)\sin\alpha}, \tag{2}$$

$$J_3(y) = \frac{J_p(y)\cos\alpha}{\sin\gamma}, \tag{3}$$

где $J_p(y)\cos\alpha$ – проекция отклоняющего импульса на ось y.

Определение отклоняющего импульса $J_p(y)$ затрудняется тем, что по мере внедрения заслонки в струю изменяются условия растекания отсекаемой части струи на передней плоскости заслонки A (фиг. 2,а) и следовательно, изменяется алгоритм вычисления результирующего отклоняющего импульса и распределения его вдоль кромки. При внедрении заслонки в струю, место раздела струи с увеличением внедрения отстает от кромки заслонки (Δy на фиг. 2,б). Расстояние Δy изменяется также вдоль кромки заслонки (перпендикулярно плоскости на фиг. 2,б), поскольку оно зависит от толщины отклоняемой части струи вдоль кромки в боковых направлениях, особенно в начале внедрения заслонки.

Введем некоторые эмпирические коэффициенты. Величину результирующего отклоняющего импульса можно приближенно выразить зависимостью

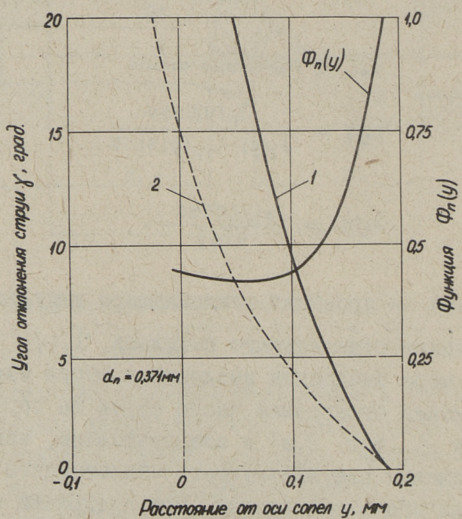
$$J_p(y) = \Phi_n(y)\, \Phi_p(y)\, J_1(y), \tag{4}$$

где $\Phi_n(y)$ - переменный коэффициент, учитывающий боковое растекание отклоняемой части струи;

$\Phi_p(y)$ - переменный коэффициент, учитывающий условия растекания струи по передней плоскости заслонки;

$J_1(y)$ - величина импульса части струи, отсекаемой заслонкой.

Переменный коэффициент $\Phi_n(y)$ может быть определен только экспериментально. На фиг. 3 приведен график функции $\Phi_n(y)$, построенный на основе сравнения экспериментально определенной (кривая I) и теоретически вычисленной (кривая 2) величин угла отклонения струи γ.



Фиг. 3. Изменение угла отклонения струи γ и переменного коэффициента $\Phi_n(y)$ по мере внедрения заслонки.

При определении переменного коэффициента $\Phi_p(y)$ исходим из предположения, что импульс струи, растекающийся по передней плоскости заслонки А (фиг. 2,а) приблизительно равномерно распределяется по периметру сечения отсекаемой части струи. В этом случае можно функцию $\Phi_p(y)$ приближенно определить из соотношения

$$\Phi_p(y) = \frac{a(y)}{l(y)} = \frac{\sqrt{r_n^2 - y^2}}{\sqrt{7/3\, r_n^2 - 8/3\, r_n y + 1/3\, y^2}}, \tag{5}$$

где $a(y)$ и $l(y)$ соответственно хорда и длина дуги сегмента - сечения отсекаемой части струи.

Величину отсекаемого импульса $J_1(y)$ можно приближенно выразить через его площадь

$$J_1(y) = \rho u_0^2 \int_y^{-r_n} \sqrt{r_1^2 - y^2}\, dy = \rho u_0^2 \left(3/2\, \pi r_n^2 - y\sqrt{r_n^2 - y^2} - \right.$$
$$\left. - r_n^2 \arcsin y/r_n\right), \tag{6}$$

где ρ - плотность воздуха;

u_0 - скорость в ядре струи.

Силы, прижимающие струю к заслонке, вызваны эжекционными свойствами отклоненной части струи, текущей вдоль торцовой поверхности заслонки. Наблюдается сложное переходное распределение вакуума на торцовой поверхности заслонки, как в направлении течения струи, так и перпендикулярно к нему [3], [4].

Сила F_n, прижимающая струю к заслонке, приближенно выражается уравнением

$$F_n = \Phi_b \cdot s\sqrt{r_n^2 - y^2}, \tag{7}$$

где Φ_b - сложная составная функция для определения среднего вакуума на торцовой поверхности заслонки;

$$\Phi_b = p_{b\,max} \cdot \Phi_1(\alpha)\, \Phi_2(s)\, \Phi_3(z), \tag{8}$$

где $p_{b\,max}$ - максимальный вакуум на торцовой поверхности заслонки при $\alpha = 0^o$;

$\Phi_1(\alpha)$ - переменный коэффициент, учитывающий влияние угла наклона заслонки α;

$\Phi_2(s)$ - переменный коэффициент, учитывающий влияние толщины заслонки s;

$\Phi_3(z)$ - коэффициент, учитывающий характер распределения вакуума вдоль торцовой поверхности заслонки.

Для определения приведенных коэффициентов были проведены специальные опыты, где давление на торцовой поверхности заслонки измерялось при помощи малых отверстий (⌀ 0,15 ...0,2 мм) и микроманометра [2], [3]. Обработка экспериментальных данных позволила установить следующие приближенные зависимости для отдельных коэффициентов в уравнении (8):

$$p_{b\,max} = (p_0 - C_1)\,C_2 \quad \text{при} \quad \alpha = 0^\circ, \tag{9}$$

где

$$C_1 \approx 500\ \text{Н/м}^2 \quad \text{и} \quad C_2 \approx 0{,}18,$$

$$\Phi_1(\alpha) \approx 1 - 0{,}0235\,\alpha, \tag{10}$$

$$\Phi_2(s) \approx \frac{s}{s_{max}} = \bar{\bar{s}}, \ \text{при} \quad s < s_{max} = 0{,}64\ \text{мм}, \tag{11}$$

$$\Phi_3(z) \approx 0{,}6\ldots0{,}65. \tag{12}$$

С учетом (9), (10), (11) и (12) уравнение (8) приобретает вид

$$\Phi_b = 0{,}113\,\bar{\bar{s}}\,(1 - 0{,}0235\,\alpha)\,(p_0 - 500). \tag{13}$$

Уравнение (13) действительно при условиях: $s < 0{,}64$ мм, $p_0 = 1500\ldots2500$ Н/м^2 и $\alpha = 0^\circ\ldots+10^\circ$.

На основе фиг. 2,б составим уравнение равновесия сил, действующих на струю в момент отрыва от заслонки. При внедрении заслонки и в случае $\gamma > \alpha$ струя с передней грани торца заслонки отрывается, образуя циркуляционную зону. По мере увеличения угла γ, циркуляционная зона распространяется по торцовой поверхности заслонки вдоль течения вниз, струя искривляется вокруг кромки. В момент распространения циркуляционной зоны до задней грани торцовой поверхности, струя отрывается.

Центробежная сила $F_ц$, стремящая оторвать струю от заслонки, выражается:

$$F_ц = \frac{m u_0^2}{R_1}, \tag{14}$$

где m – масса струи, текущей вокруг кромки

$$m = \rho\, l_{кр}\, \omega_3(y, \Delta y), \tag{15}$$

$\omega_3(y, \Delta y)$ – площадь сечения отклоненной части струи.

На основе (7), (14) и (15) получим

$$\Phi_B\, l_{кр} \sqrt{r_n^2 - y^2} = \frac{\rho u_0^2\, l_{кр}\, \omega_3(y, \Delta y)}{\frac{s}{\sin\gamma'} + \Delta_м(y, \Delta y)}, \tag{16}$$

где $\Delta_м(y, \Delta y)$ – расстояние центра тяжести отклоненной части струи от торцовой поверхности.

В уравнение (I6) подставим:

$$\rho u_0^2\, \omega_3(y, \Delta y) \approx J_3(y), \tag{I7}$$

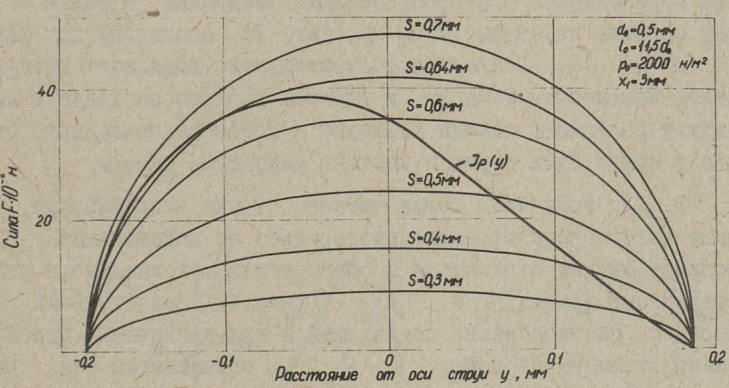
$$\gamma' = \gamma - \alpha. \tag{I8}$$

Учитывая форму сечения отклоненной части струи и растекание ее в боковом направлении, получим:

$$\Delta_M(y, \Delta y) << R \quad \text{и} \quad R_1 \to R. \tag{I9}$$

Следовательно, с учетом (2), (3), (I6), (I7), (I8) и (I9) ординаты отрыва струи y_n можно определить из системы уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \Phi_B s\sqrt{r_n^2 - y_n^2} &= \frac{\Phi_n(y)\,\Phi_p(y)\,J_1(y)\cos\alpha \cdot \sin(\gamma - \alpha)}{\sin\gamma}, \\ \operatorname{tg}\gamma &= \frac{\Phi_n(y)\,\Phi_p(y)\,J_1(y)\cos\alpha}{J_2(y) - \Phi_n(y)\,\Phi_p(y)\,J_1(y)\sin\alpha}. \end{aligned}\right\} \tag{20}$$



Фиг. 4. Графическое решение уравнений (20).

Решение системы уравнений относительно y_n аналитически затруднено, но легко осуществимо графически. На фиг. 4 построены на основе формул (7) и (I3) кривые изменения сил, прижимающих струю к заслонке по мере внедрения заслонки в струю, для различных толщин заслонки и $\alpha = 0^0$. Кривая отклоняющего импульса $J_p(y)$ построена по формулам (4),(5) и (6).

Ордината отрыва струи определяется пересечением кривых (фиг. 4), изображающих графически левую и правую части первого уравнения системы (20). С увеличением угла α кривые s устремляются выше относительно кривой $J_p(y)$.

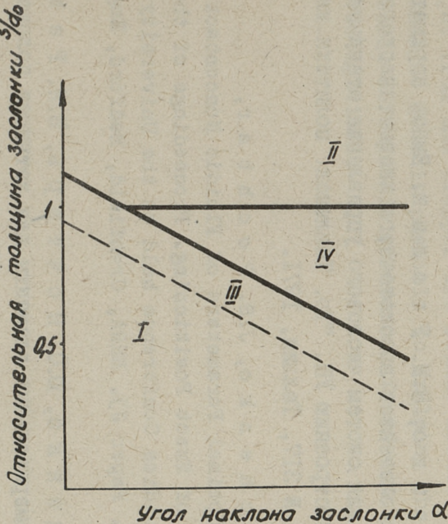
Анализируя зависимости по фиг. 3 и 4, можно сделать следующие выводы.

I. В начале внедрения заслонки в струю кривая угла $\gamma(y)$ на фиг. 3, из-за растекания струи в боковом направлении, имеет участок с малым наклоном, что является причиной неустойчивости отрыва и прилипания струи. Неустойчивость объясняется тем, что после отрыва струи увеличивается скорость слоев струи, заторможенных торцовой поверхностью заслонки и ввиду малого угла отклонения струя вновь прилипает.

2. При введении положительного угла наклона заслонки α, в начале внедрения создаются благоприятные условия для прилипания струи к торцу заслонки и ордината отрыва при этом перемещается в сторону больших внедрений, а также в зону больших изменений угла γ (фиг. 3), поскольку по фиг. 2,б $\gamma = \gamma' + \alpha$. Последнее обстоятельство позволяет регулировать изменением угла α и выбором толщины заслонки s амплитуду релейного скачка давления в приемном сопле при отрыве и прилипании струи и достичь максимума скачка.

3. Для получения более четкого отрыва и прилипания, а также малого регулируемого гистерезиса по перемещению заслонки, следует стремиться к обеспечению максимального угла пересечения кривых s и $J_p(y)$ (фиг. 4). Значительный гистерезис, скачкообразно появляющийся при увеличении относительной толщины заслонки $\bar{s} = \frac{s}{d_0} > 1$, объясняется тем, что кривые сил, прижимающих струю к заслонке, огибают кривую отклоняющего импульса и отрыв происходит на задней части кривых, где для изменения соотношения сил требуются значительные перемещения заслонки. Практически возможность пересечения кривых при $s > 0{,}64$ мм обеспечивается смещением кривой $J_p(y)$ налево из-за смещения линии раздела струи.

Результаты анализа более наглядно показаны на фиг. 5. При относительной толщине заслонки $\bar{s} = \frac{s}{d_0} < 1$ и положительном угле наклона $\alpha > 1°$, на плоскости $\bar{s} - \alpha$ существует область IУ, где можно точно регулировать амплитуду скачка давления в приемном сопле и гистерезис отрыва и при-



Фиг. 5.

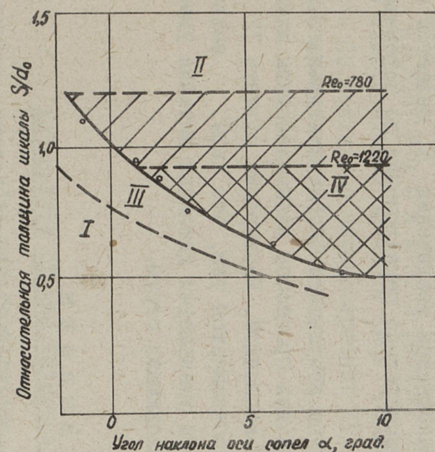
Области возможного состояния измерительного элемента в зависимости от характера взаимодействия струи с заслонкой – результаты теоретического анализа.

1 – область бесгистерезисного отклонения струи;

П – область повышенного гистерезиса по перемещению заслонки при прилипании и отрыве струи;

Ш – область неустойчивости отрыва и применения струи к заслонке;

1У – область точного аэродинамического эффекта.



Фиг. 6.

Области возможного состояния измерительного элемента в зависимости от характера взаимодействия струи с заслонкой – результаты экспериментальных исследований (обозначения областей см. фиг. 5).

липания струи по перемещению заслонки (область "точного аэродинамического эффекта"). При уменьшении $\bar{s}$ и α эта область ограничивается возникновением неустойчивости при отрыве и прилипании струи. Ограничением увеличению $\bar{s}$ является появление значительного гистерезиса переключения по перемещению заслонки.

На фиг. 6 приведены результаты экспериментального определения областей различных процессов взаимодействия ламинарной струи с наклонной заслонкой. Расширение области IУ при уменьшении числа Re объясняется тем, что силы, вызванные эжекцией струи (9), при уменьшении давления питания уменьшаются быстрее сил, отклоняющих струю.

Выводы

Предложена методика расчета взаимодействия ламинарной струи с наклонной заслонкой, которая хорошо согласуется с результатами эксперимента. Теоретическим анализом объяснена сущность всех основных аэродинамических явлений, наблюдаемых при экспериментальном исследовании струйных измерительных элементов с прерыванием струи.

Литература

I. В.А. Лещенко, В.И. Реэдик. Выбор параметров чувствительных элементов высокоточного пневматического датчика положения для систем числового управления станками. Сб.статей по машиностроению УШ, "Тр. Таллинск. политехн.института", серия А, № 317, Таллин, 1971.

2. V.A. Leschenko, J.S. Pochtar, V.J. Reedik. Optimal Parameters of Fluidic Noncontact Sensors for Drives of Exact Positioning. Proceedings of the Fifth Cranfield Fluidics Conference held at the University of Uppsala, Sweden. Paper J3. BHRA, Cranfield, Bedford, England, 1972.

3. В.А. Лещенко, Ю.С. Почтарь, В.И. Реэдик. Струйные измерительные элементы для датчиков положения систем точного позиционирования. "Приборы и системы управления", № I, 1974.

4. M. A s s m u s. Einsatz pneumatischer Bauelemente in numerischen Werkzeugmaschinen-Steuerungen. "Ind.-Anz.", 91, Nr. 35, 1969.

5. В.И. Р е э д и к. К расчету параметров струи в точном измерительном элементе типа "сопло-шкала-приемный канал". Сб.статей по машиностроению XI, "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", № 365, Таллин, 1974.

V. Reedik

An Analyze of the Interaction between Laminar Jet and Penetrating Inclined Flapper

S u m m a r y

A method of calculating the co-ordinate and deflection angle after tearing off the jet from the flapper in pneumatic jet-interruption limit switch devises is proposed. Formulae for determining the forces deflecting and attaching jet from the flapper are found. Results of the theoretical analyze make it possible to explain the essence of all the basic aerodynamic phenomena, found out in experimental investigations.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 391 1975

УДК 621.839.8.062.2

Л.П. Роозимёльдер

ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕ ПОД НАГРУЗКОЙ НА ВЫСШУЮ СТУПЕНЬ СИСТЕМЫ С ДВУМЯ ФРИКЦИОННЫМИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМИ МУФТАМИ

В настоящее время автоматические коробки передач с фрикционными электромагнитными муфтами (АКП) нашли широкое распространение в станках токарной группы как с ручным управлением, так и с ЧПУ.

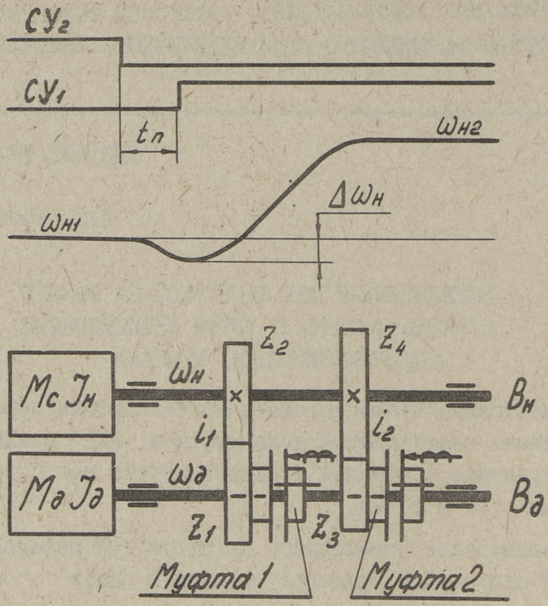
Исследование переходного процесса при переключении ступеней скорости в процессе резания с целью отыскания аналитических решений, позволяющих определить количественные соотношения параметров переходного процесса, представляется важным для успешного проектирования высококачественных главных приводов с АКП.

Пауза $t_п$ между сигналами управления на отключение (CY_2) и на включение (CY_1) муфт (фиг. I), участвующих в переходном процессе, для каждого конкретного соотношения параметров переключаемой системы имеет оптимальное значение $t_{по}$, при котором падение скорости ведомого вала $\Delta\omega_н$ минимально [I, 4].

Целью настоящей работы является расчетное определение величины $t_{по}$.

Рассмотрим процесс переключения системы с двумя муфтами (по схеме фиг. I),

где $M_д, M_с$ – момент двигателя и момент сопротивления;
$J_д, J_н$ – моменты инерции ведущей и ведомой части;
$\omega_д, \omega_н$ – угловые скорости ведущего и ведомого вала;
$\varepsilon_д, \varepsilon_н$ – угловые ускорения ведущего и ведомого вала;
$i = \frac{z_1}{z_2}, i_2 = \frac{z_3}{z_4}$ – передаточные отношения, причем $i_1 > i_2$.

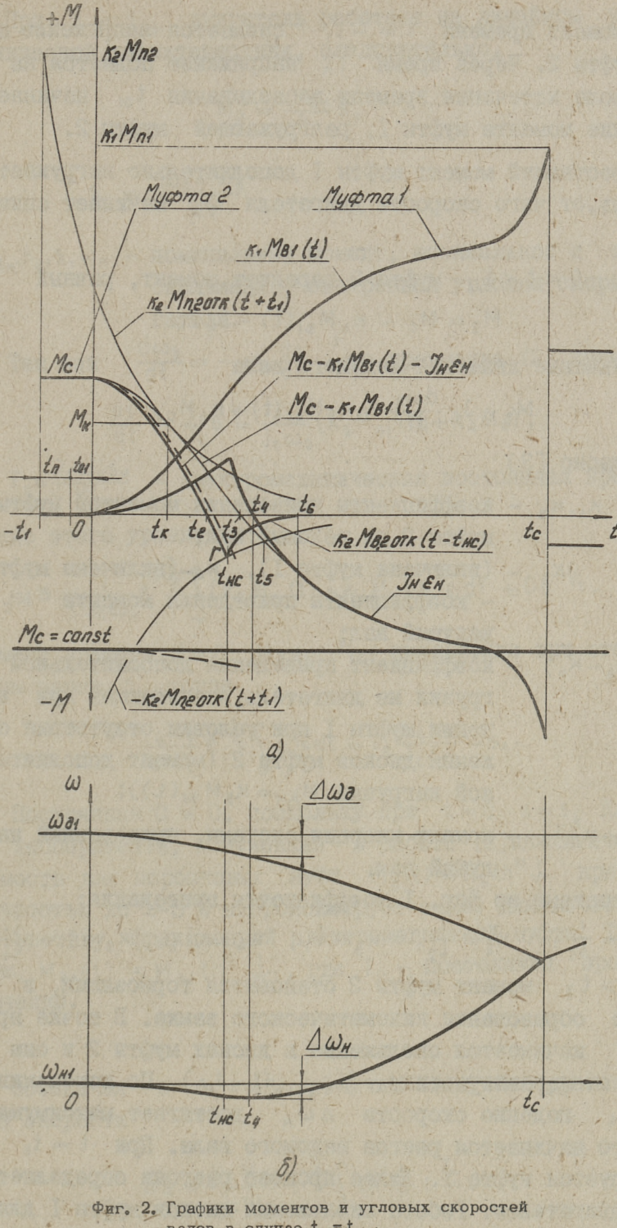


Фиг. 1. Сигналы управления $СУ_1$, $СУ_2$, изменение скорости ведомого вала $\omega_н$ и кинематическая схема системы с двумя муфтами.

При рассмотрении процесса переключения не будут учитываться потери в передачах и остаточные вращающие моменты обеих муфт в связи с тем, что они малы по сравнению с действующими в переходном процессе движущими силами и силами сопротивлений. Не учитываются крутильные колебания в системе. Все элементы (корпус, валы, зубчатые колеса, подшипники,...) считаются абсолютно жесткими.

Для пояснения процесса переключения при зависимом от шпинделя приводе подачи ($M_c = const$) приведен график моментов, действующих на ведомый вал (фиг. 2,а), где величина $J_н\,\varepsilon_н$ с целью наглядности по отношению к моментам муфт принята большей. На фиг. 2,б показан график угловых скоростей ведущего и ведомого вала при $i_1 = 1$.

Характеристики и величины муфт согласно ГОСТу 18306-72 снабжены индексами соответствующих муфт, например: $M_{в1}(t)$, $M_{п.2отк}(t)$, $M_{в1}$, t_{01}, ...



Фиг. 2. Графики моментов и угловых скоростей валов в случае $t_n = t_{n0}$.

а) график моментов действующих на ведомый вал,

б) график угловых скоростей ведущего, ведомого вала.

В момент времени $t = -t_1$ снимается напряжение с катушки муфты 2. Через время $t_п$ напряжение подается на муфту I. После истечения времени запаздывания t_{01} начинается нарастание момента муфты I, разгружающей муфты 2.

Нарастающий момент муфты I дополнительно нагружает двигатель, от чего скорость двигателя $\omega_д$ начинает снижаться.

При $0 < t < t_{нс}$ муфта 2 передает момент, равный

$$M_2 = M_c - k_1 M_{в1}(t) - J_н \varepsilon_н . \tag{I}$$

Уравнение движения ведущего вала

$$M_д - J_c \frac{d\omega_д}{dt} = k_5 M_{в1}(t) + k_4 M_c , \tag{2}$$

где согласно [3]

k_1, k_2 – коэффициенты приведения моментов муфты I и муфты 2 на ведомый вал;

k_3 – (включена муфта I), k_4–(включена муфта 2)– – коэффициенты приведения момента M_c на ведущий вал;

$k_5 = k_1(k_3 - k_4)$ – коэффициент приведения дополнительной нагрузки на двигатель, возникающей при включении муфты I при условии отсутствия скольжения дисков муфты 2 (момент дополнительной нагрузки $M_{дн} = k_5 M_{в1}(t)$);

$J_c = J_д + k_4^2 J_н$ – момент инерции системы, приведенный на ведущий вал.

У системы по фиг. I коэффициенты приведения:

$$k_1 = \frac{1}{i_1}, \quad k_2 = \frac{1}{i_2}, \quad k_3 = i_1, \quad k_4 = i_2, \quad k_5 = 1 - \frac{i_2}{i_1} .$$

При $t > t_2$ момент муфты 2 становится тормозящим, в результате образования кинематического замка. В точке времени $t_{нс}$ начинается скольжение в дисках муфты 2 и она переходит на характеристику $M_{в.2отк}(t - t_{нс})$. По истечении времени t_4 падение скорости $\Delta\omega_н$ достигает максимума. После этого начинается разгон ведомого вала. При $t = t_c$ синхронизируется муфта I. Далее процесс разгона определяется только двигателем. Работа скольжения дисков муфты I для преодоления тормозящего момента муфты 2 (приблизительно пропорциональна площади $t_2, t_6, г$) переходит в тепло.

При $t < t_{нс}$ двигатель работает на линейном участке механической характеристики, следовательно,

$$M_\partial = \frac{M_{\partial н}}{s_н} s,$$

где

$$s = \frac{\omega_0 - \omega_\partial}{\omega_0}$$

и $M_{\partial н}, s_н, s, \omega_0$ – номинальный момент, номинальное и текущее скольжение, синхронная угловая скорость двигателя.

Так как $\frac{d\omega_\partial}{dt} = -\omega_0 \frac{ds}{dt}$, то уравнение (2) имеет вид:

$$\frac{ds}{dt} + \frac{1}{T_c} s = \frac{1}{J_c \omega_0} (\kappa_5 M_{в1}(t) + \kappa_4 M_c), \qquad (3)$$

где $T_c = \frac{J_c \omega_0 s_н}{M_{\partial н}}$ – электромеханическая постоянная времени.

Решение этого уравнения:

$$s = \frac{1}{J_c \omega_0} e^{-\frac{t}{T_c}} \int (\kappa_5 M_{в1}(t) + \kappa_4 M_c) e^{\frac{t}{T_c}} dt + C e^{-\frac{t}{T_c}}. \qquad (4)$$

В момент времени $t = 0$ $M_\partial = \kappa_4 M_c$ скольжение при этом обозначим через s_1, тогда

$$\frac{\kappa_4 M_c}{J_c \omega_0} e^{-\frac{t}{T_c}} \int e^{\frac{t}{T_c}} dt = T_c \frac{\kappa_4 M_c}{J_c \omega_0} = s_1.$$

Постоянная С = 0, поскольку при $t = 0$ $s = s_1$. Как показали эксперименты, полученная в работе [2] аналитическая зависимость для порошковых муфт $M_в(t) = M_в \operatorname{th}^n \frac{t}{T}$ при $n = 2$ с точностью до 2-3 % аппроксимирует также динамическую характеристику фрикционной электромагнитной муфты. Таким образом, $M_{в1}(t) = M_{в1} \operatorname{th}^2 \frac{t}{T_{11}}$, где T_{11} – постоянная времени при включении.

Обозначая $s - s_1 = \Delta s$, получим следующее уравнение падения скорости

$$\Delta s = \frac{\kappa_5 M_{в1}}{J_c \omega_0} e^{-\frac{t}{T_c}} \int \operatorname{th}^2 \frac{t}{T_{11}} e^{\frac{t}{T_c}} dt. \qquad (5)$$

Аналитическое решение этого уравнения связано с большими трудностями. Для облегчения решения введем параметр a =

$= \frac{T_{11}}{T_c}$ и в качестве аргумента возьмем величину $\frac{t}{T_{11}}$. После преобразования получим:

$$\Delta s = \frac{k_5 T_{11} M_{в1}}{J_c \omega_0} e^{-\frac{at}{T_{11}}} \int th^2 \frac{t}{T_{11}} e^{\frac{at}{T_{11}}} d\left(\frac{t}{T_{11}}\right). \qquad (6)$$

Из уравнения (6), обозначив функцию падения скорости $e^{-\frac{at}{T_{11}}} \int th^2 \frac{t}{T_{11}} e^{\frac{at}{T_{11}}} d\left(\frac{t}{T_{11}}\right)$ через $\xi\left(\frac{t}{T_{11}}\right)$ и учитывая, что $\Delta s = \frac{\omega_{д1} - \omega_д}{\omega_0}$, можно получить уравнение движения ведущего вала при $t \leq t_{нс}$:

$$\omega_д = \omega_{д1} - k_5 T_{11} M_{в1} \frac{1}{J_c} \xi\left(\frac{t}{T_{11}}\right), \qquad (7)$$

где $\omega_{д1}$ - угловая скорость вращения двигателя при $t = 0$;
$\omega_{н1}$ - угловая скорость вращения ведомого вала при $t = 0$.

И на том же отрезке времени уравнение движения ведомого вала может быть описано следующим уравнением:

$$\omega_н = \omega_{н1} - k_4 k_5 T_{11} M_{в1} \frac{1}{J_c} \xi\left(\frac{t}{T_{11}}\right). \qquad (8)$$

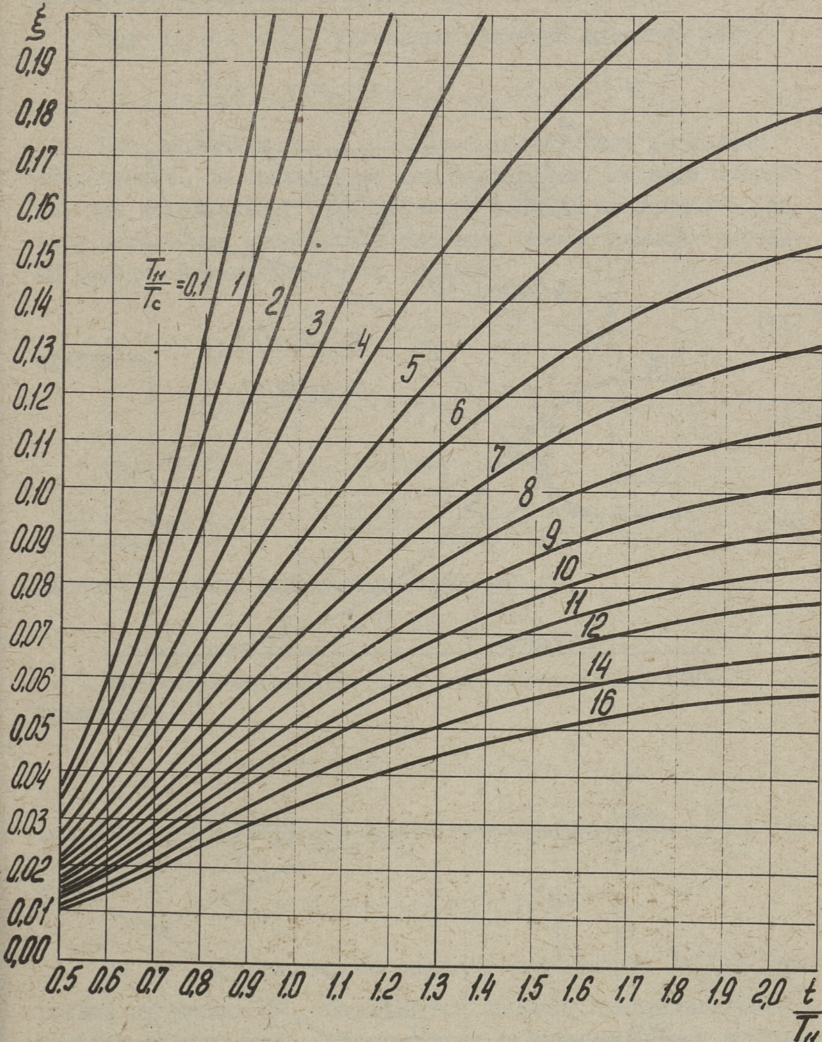
Задаваясь параметрами привода, для применяемых АКП, функция падения скорости $\xi\left(\frac{t}{T_{11}}\right)$ может быть рассчитана заранее на ЭВМ и представлена в табличной или в графической форме. На фиг. 3 приведены результаты расчета на ЭВМ "Минск -22" функции падения скорости $\xi\left(\frac{t}{T_{11}}\right)$ в графической форме, при $0{,}1 \leq \frac{T_{11}}{T_c} \leq 0{,}6$ и $0{,}5 \leq \frac{t}{T_{11}} \leq 2{,}1$.

Задаваясь величиной $\frac{T_{11}}{T_c}$, можно рассчитывать падение скорости ведущего-ведомого вала $\Delta s \cdot 100$ % (уравнение 6) и абсолютные скорости вращения ведущего, ведомого вала (уравнение 7, 8) в любой момент времени в интервале $0 < t < t_{нс}$.

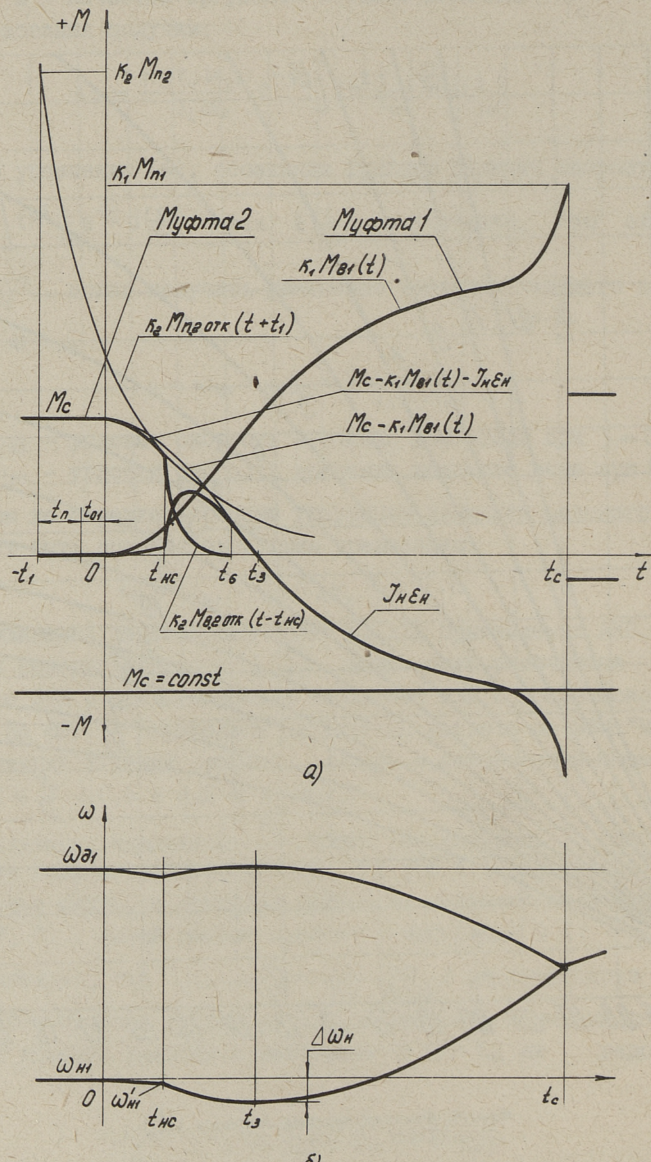
Учитывая, что $J_н \varepsilon_н = J_н \frac{d\omega_н}{dt} = \frac{J_н}{T_{11}} \frac{d\omega_н}{d\left(\frac{t}{T_{11}}\right)}$ и дифференцируя уравнение (8), получим уравнение для определения величины действующего момента инерции в интервале $0 < t < t_{нс}$ на ведомом валу:

$$J_н \varepsilon_н = k_4 k_5 M_{в1} \frac{J_н}{J_c} \left[th^2 \frac{t}{T_{11}} - a\,\xi\left(\frac{t}{T_{11}}\right)\right]. \qquad (9)$$

С увеличением паузы $t_п$ уменьшается падение скорости и площадь $t_2, t_6, г$, величина которой приблизительно пропорциональна к тепловыделению в дисках переключаемых муфт.



Фиг. 3. Функция падения скорости $\xi\left(\frac{t}{T_{11}}\right)$.



Фиг. 4. Графики моментов и угловых скоростей валов в случае $t_n > t_{no}$,

а) график моментов действующих на ведомый вал,

б) график угловых скоростей ведущего, ведомого вала.

В точке касания кривых $M_c - k_1 M_{B1}(t) - J_н \varepsilon_н$, $k_2 M_{п.2отк}(t+t_1)$, начинается скольжение в дисках муфты 2 (фиг. 4,а).

При $t_{нс} < t < t_c$ уравнение движения ведомого вала:

$$J_н \frac{d\omega_н}{dt} = k_1 M_{B1}(t) + k_2 M_{B.2отк}(t - t_{нс}) - M_c. \qquad (10)$$

При допущении $M_{B.2отк}(t - t_{нс}) = 0$ расчет дает несколько увеличенное, по сравнению с действительным, падение скорости, что не оказывает существенного влияния на точность расчета переходных процессов в системе, однако намного упрощает решение уравнения. Таким образом:

$$\omega_н = \frac{k_1 M_{B1}}{J_н} \int th^2 \frac{t}{T_{11}} dt - \frac{M_c}{J_н} t + C, \qquad (11)$$

откуда

$$\omega_н = \frac{k_1 M_{B1}}{J_н} \left(t - T_{11} \, th \frac{t}{T_{11}} - \frac{M_c}{k_1 M_{B1}} t \right) + C. \qquad (12)$$

При $t = 0$ $\omega_н = \omega_{н1}$, поэтому $C = \omega_{н1}$,

$$\omega_н = \omega_{н1} + \frac{k_1 M_{B1} T_{11}}{J_н} \left[\left(1 - \frac{M_c}{k_1 M_{B1}}\right) \frac{t}{T_{11}} - th \frac{t}{T_{11}} \right]. \qquad (13)$$

Падение скорости максимальное при

$$t = t_3 = T_{11} \, Arth \sqrt{\frac{M_c}{k_1 M_{B1}}}. \qquad (14)$$

Максимальное падение скорости может быть найдено из уравнения

$$\Delta\omega_н = \omega_{н1} - \omega'_{н1} + \omega_н(t_{нс}) - \omega_н(t_3),$$

$$\Delta\omega_н = \omega_{н1} - \omega'_{н1} + \frac{k_1 M_{B1} T_{11}}{J_н} \left[\left(1 - \frac{M_c}{k_1 M_{B1}}\right)\left(\frac{t_{нс}}{T_{11}} - Arth\sqrt{\frac{M_c}{k_1 M_{B1}}}\right) + \sqrt{\frac{M_c}{k_1 M_{B1}}} - th\sqrt{\frac{M_c}{k_1 M_{B1}}} \right], \qquad (15)$$

где

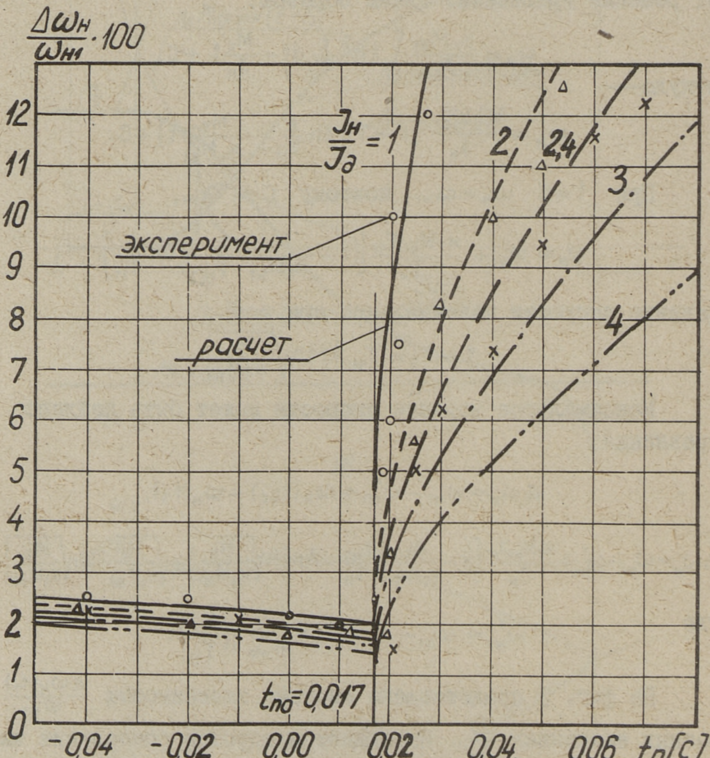
$$\omega'_{н1} = \omega_{н1} - k_4 k_5 T_{11} M_{B1} \frac{1}{J_c} \xi\left(\frac{t_{нс}}{T_{11}}\right).$$

На фиг. 5 представлена картина зависимости $\frac{\Delta\omega_н(t_п)}{\omega_{н1}}$ при разных значениях $\frac{J_н}{J_д}$. Наблюдается хорошее совпадение эксперимента со значением максимального падения скорости, рассчитанного по формуле (7) при $t_п < 0{,}017$ с. При $t_п > 0{,}017$ с расчет по формуле (15) дает завышенные значения $\Delta\omega_н$ по отношению к данным, полученным экспериментально, из-за допущения $M_{B.2отк}(t) = 0$. Величина паузы при соприкосновении кривых $k_2 M_{п.2отк}(t+t_1)$, $M_c - k_1 M_{B1}(t)$ (фиг. 2,а) у испытуемых муфт ($t_п = 0{,}017$ с) была определена графическим путем. Эту паузу следует считать оптимальной, так как $\Delta\omega_н$ при этом минимальное. Можно считать, что величина оптимальной наузы не зависит от отношения $\frac{J_н}{J_д}$.

Оптимальную величину паузы $t_{по}$ определяем из уравнения

$$\frac{d}{dt} K_2 M_{п.2отк}(t+t_1) = \frac{d}{dt}(M_c - K_1 M_{в1}(t)), \qquad (16)$$

где $M_{п.2отк}(t+t_1) = M_{н2} e^{-\frac{t+t_1}{T_{22}}}$,



Фиг. 5. Зависимость падения скорости $\Delta\omega_н$ от паузы между СУ.
Муфта 1 – ЭТМ092 $T_{11} = 0{,}125$ с, $M_{в1} = 80$ Н·м, $i_1 = 1$,
Муфта 2 – ЭТМ102 $T_{22} = 0{,}052$ с, $M_{н2} = 157$ Н·м, $i_2 = 0{,}4$,
двигатель – А0-51-4, $\omega_0 = 157$ рад/с, $M_{дн} = 49{,}8$ Н·м,
$s_н = 0{,}04$, $J_д = 0{,}225$ кг·м^2, $M_c = 50$ Н·м, $\omega_{н1} = 61$ рад/с,
$K_1 = K_2 = K_3 = 1$, $K_4 = 0{,}4$, $K_5 = 0{,}6$.

$M_н$ – номинальный момент муфты;

T_{22} – постоянная времени при отключении муфты 2.

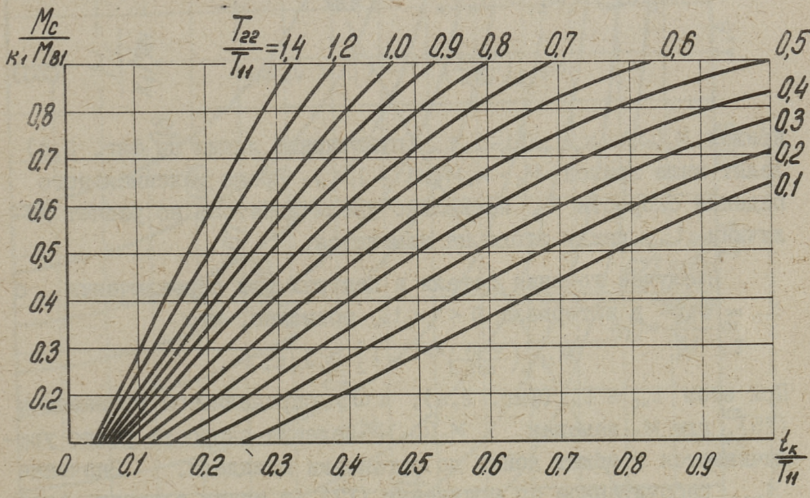
Решая уравнение (I6), получаем

$$t_{по} = -t_к - t_{01} - T_{22} \ln\left(\frac{M_c}{k_2 M_{н2}} - \frac{k_1 M_{в1}}{k_2 M_{н2}} th^2 \frac{t_к}{T_{11}}\right). \qquad (I7)$$

Время касания $t_к$ определяется из уравнения:

$$\frac{M_c}{k_1 M_{в1}} = th^2 \frac{t_к}{T_{11}} + 2 \frac{T_{22}\, th \frac{t_к}{T_{11}}}{T_{11}\, ch^2 \frac{t_к}{T_{11}}} \qquad (I8)$$

при помощи графика на фиг. 6.



Фиг. 6. График для определения времени касания $t_к$.

При $t_{по} = 0$ сигналы управления подаются муфтам одновременно, при $t_{по} < 0$ сигнал управления подается на отключение муфты 2 после подачи сигнала управления на включение муфты I.

Величину $t_{по}$ следует определить для наибольшего момента сопротивления ($M_{с\,макс}$). Для меньших значений момента сопротивления эта пауза меньше оптимальной, но $\Delta\omega_н$ меньше, чем оно было бы в случае $M_{с\,макс}$.

Рассмотрим теперь вариант переключения в случае независимой от шпинделя привода подачи. В таком случае момент сопротивления:

$$M_c(\omega_н) = M_{c1}\left(\frac{\omega_{н1}}{\omega_н}\right)^{y_{P_z}}, \tag{I9}$$

где M_{c1} - момент сопротивления при $\omega_н = \omega_{н1}$;

y_{P_z} - показатель степени в известной формуле величины силы резания.

В случае точения детали в патроне, как правило, $\frac{J_н}{J_д} > 2$, тогда при переключении с $t_п = t_{п0}$ в интервале $0 < t < t_{нс}$

$M_c(\omega_н) - M_{c1} < J_н \varepsilon_н$ или

$$M_{c1}\left[\left(\frac{\omega_{н1}}{\omega_н}\right)^{y_{P_z}} - 1\right] < J_н \varepsilon_н. \tag{20}$$

Кривая $M_c(\omega_н) - k_1 M_{в1}(t) - J_н \varepsilon_н$ (пунктирная линия на фиг. 2,а) лежит выше кривой $M_c - k_1 M_{в1}(t) - J_н \varepsilon_н$. Время максимального падения скорости t_4 несколько увеличивается, но расчет величины $t_{п0}$ ввиду этого не изменится.

В случае точения детали в центрах при переключении с $t_п = t_{п0}$ в интервале $0 < t < t_{нс}$ возможно, что

$$M_{c1}\left[\left(\frac{\omega_{н1}}{\omega_н}\right)^{y_{P_z}} - 1\right] \geqslant J_н \varepsilon_н.$$

При этом $t_{нс} \leqslant t_к$ (фиг. 2,а), $\Delta\omega_н$ определяется уравнением (I5), где M_c заменен $M_c(\omega_н)$. Падение скорости резко увеличивается и может дойти до остановки шпинделя. Значение $t_{п0}$, рассчитанное по уравнению (I7), в таких случаях следует уменьшить.

Временем максимального падения скорости (если $t_п \leqslant t_{п0}$) как в случае зависимой, так и в случае независимой от шпинделя привода подачи с небольшой ошибкой можно считать t_5.

При $t = t_5$

$$M_c - k_1 M_{в1}(t) = -k_2 M_{п.2отк}(t + t_1),$$

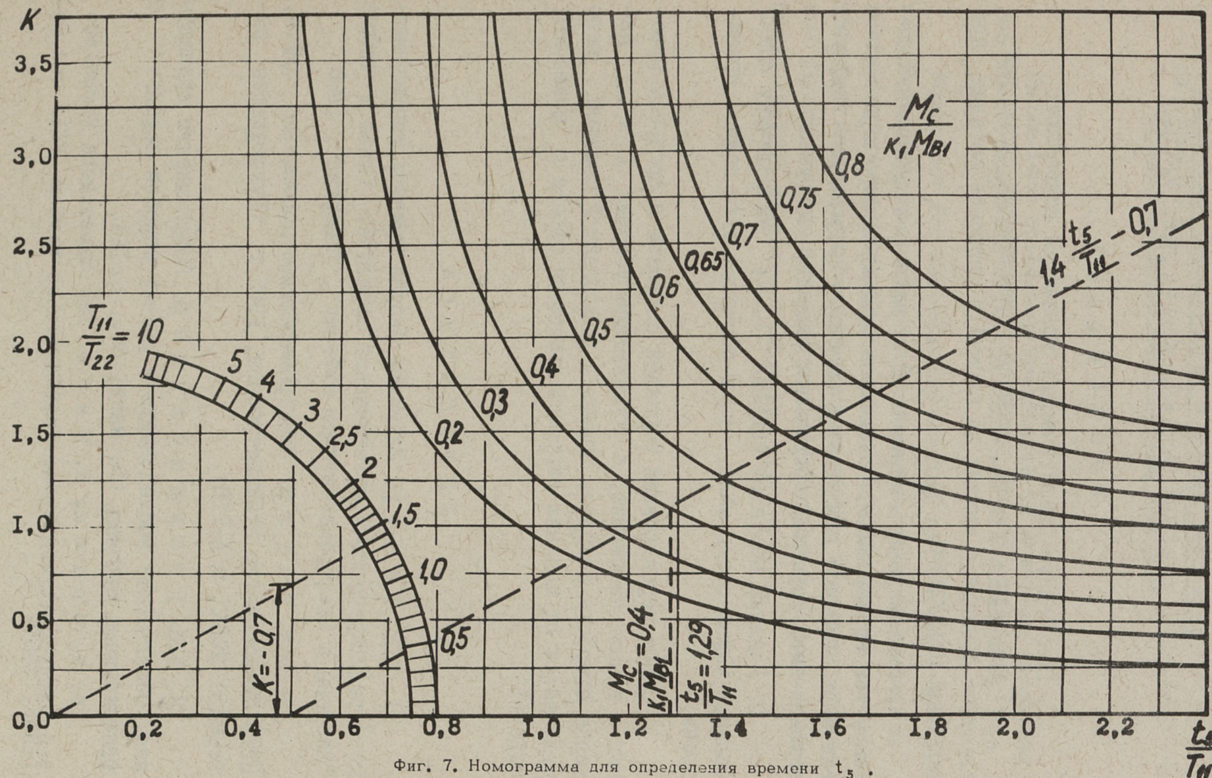
откуда

$$\frac{T_{11}}{T_{22}} \cdot \frac{t_5}{T_{11}} + K = -\ln\left(th^2\frac{t_5}{T_{11}} - \frac{M_c}{k_1 M_{в1}}\right), \tag{2I}$$

где

$$K = \ln\frac{k_1 M_{в1}}{k_2 M_{н2}} + \frac{t_п + t_{01}}{T_{22}}.$$

Время t_5 определяется при помощи номограммы на фиг. 7.



Фиг. 7. Номограмма для определения времени t_5 .

Время $t_{нс}$ обратнопропорционально величине $J_н$. При допущении небольшой ошибки $t_{нс}$ можно рассчитывать из уравнения (21), уменьшая момент сопротивления на величину $J_н \varepsilon_н(t_3)$. По данным расчета и экспериментов

$$0{,}8t_5 < t_{нс} < t_5 \quad \text{или} \quad 0{,}9t_3 < t_{нс} < 1{,}1\,t_3 \quad \text{при} \quad 0 < \frac{J_н}{J_д} < 6.$$

В ы в о д ы

1. Полученные аналитические уравнения позволяют:

а) выполнить расчет процесса переключения скоростей главного привода с низких на высшие в процессе резания при заданных нагрузках;

б) синтезировать переходный процесс с заданным качеством путем варьирования параметров динамических характеристик муфт, выбором двигателя и моментов инерции на ведущем, ведомом валу коробки передач при заданных нагрузках.

2. Влияние моментов инерции $J_н$, $J_д$ на величину оптимальной паузы столь мало, что в расчетах этим можно пренебречь.

3. При переключении ступеней скорости в процессе резания с низших на высшие, с соблюдением условия $t_п \leq t_{п0}$, падение скорости шпинделя станка с независимой подачей мало отличается от падения скорости шпинделя станка с зависимой подачей.

Л и т е р а т у р а

1. О.Н. Т а т у р. Элементы теории привода, управляемого и регулируемого в механической передаче. Глава в книге "Системы с электромагнитными муфтами", "Энергия", 1965.

2. О.Н. Т а т у р. Электромагнитные порошковые муфты, ЦБТИ Министерство станкостроения, 1965 г. (Руководящие материалы ЭНИМС, № А-118).

3. Л.П. Р о о з и м ё л ь д е р. Коэффициенты приведения, облегчающие исследование и расчет коробок передач с фрикционными муфтами. См. наст. сб., с. 101.

4. H. O p i t z, N. M a a s. Das dynamische Verhalten von Lastschaltgetrieben. Westdeutscher Verlag, Köln und Opladen, 1960.

L. Roosimölder

Under-load Change-up of a System Involving Two Electromagnetic Friction Clutches

S u m m a r y

Under-load change-up transients in a system involving two electromagnetic friction clutches are considered in the paper.

Equations for calculation driving and driven shaft revolutions drop according to motor data, data of clutches, resisting moment as well as reduced inertia moment on driving and driven shafts for two transition transient types are given. Equations to determine the optimum interval between control signals of clutches are derived.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 391 1975

УДК 621.839.8.062.2

Л.П. Роозимёльдер, Н.П. Юденков

РАСЧЕТ ПАУЗ МЕЖДУ СИГНАЛАМИ УПРАВЛЕНИЯ ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ НА ВЫСШУЮ СТУПЕНЬ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ С ФРИКЦИОННЫМИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМИ МУФТАМИ

В настоящее время парк металлорежущих станков с ЧПУ резко растет, соответственно увеличивается потребность в автоматических коробках передач (АКП), которые должны переключаться под нагрузкой (в процессе резания).

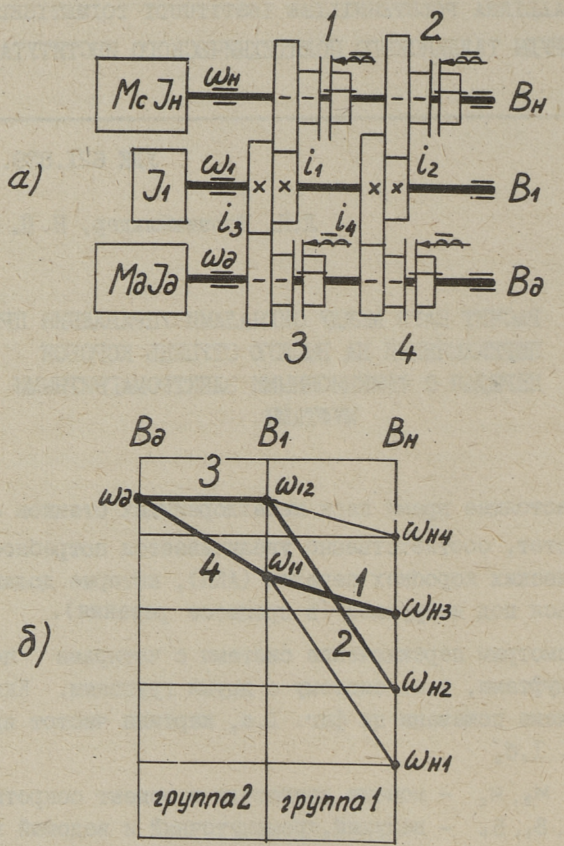
Рассмотрим переключение системы с четырьмя переключаемыми муфтами, т.е. систему с двумя группами. Кинематическая схема показана на фиг. 1,а, картина частот вращения - на фиг. 1,б,

где $M_д, M_c$ - момент двигателя и момент сопротивления;
$B_д, B_1, B_н$ - ведущий, промежуточный и ведомый вал;
$J_д, \omega_д; J_1, \omega_1; J_н, \omega_н$ - момент инерции и угловые скорости вращения соответственно ведущего, промежуточного и ведомого вала;
i_1, i_2, i_3, i_4 - передаточные отношения, причем $i_1 > i_2$ и $i_3 > i_4$.

Отсчет групп и муфт ведется со стороны ведомого вала.

Для обеспечения минимального падения скорости ведомого вала при переключении многомуфтовой системы с более низкой на более высшую ступень скорости нужно выполнить следующие требования:

1. Сумма приведенных на ведомый вал текущих значений моментов переключаемых муфт должна быть равна или больше мо-



Фиг. 1. а) кинематическая схема
б) картина частот вращения.

мента сопротивления ($M_{вых} \geqslant M_c$) в течение всего переходного процесса.

2. Время действия кинематического замка должно быть минимальное [3].

Для переключения на высшую ступень скорости (от $\omega_{н2}$ на $\omega_{н3}$) нужно подать СУ на отключение муфт 2,3 и на включение муфт I,4.

Если переключение начинается с подачи СУ на отключение муфты 2, или муфты 3, или на одновременное отключение муфт

2,3, то с началом скольжения дисков указанных муфт $M_{вых} < M_c$. В случае начала процесса переключения с подачи СУ на муфту 4, нарастающий момент муфты 4 противодействует моменту муфты 3, т.е. возникает кинематический замок. В случае подачи СУ на отключение муфты 3 и на включение муфты 4, с началом скольжения дисков муфты 3 $M_{вых} < M_c$. При подаче СУ на муфты I и 2 с оптимальной паузой между СУ (t_{no}) $M_{вых} \geqslant M_c$, и время действия кинематического замка минимально [3]. Таким образом, переключение системы нужно начинать с первой группы.

Для пояснения процесса переключения при $M_c = const$ приведены графики моментов, действующих на ведомый вал B_H (фиг. 2,а), на промежуточный вал B_I (фиг. 2,б) и графики частот вращения ведомого и промежуточного вала, отнесенные к ведомому валу (фиг. 2,в). Промежуточный вал B_I является ведущим в отношении первой группы и ведомым в отношении второй группы.

При рассмотрении процесса переключения не учитываются потери в передачах и остаточные вращающие моменты муфт.

Характеристики и величины $M_в(t)$, $M_{п.отк}(t)$, $M_в$, t_0, ... по ГОСТу I8306-72 снабжены индексами соответствующих муфт $M_{в1}(t)$, $M_{п.2отк}(t)$, $M_{в1}$, t_{01}, ...

Введем следующие обозначения коэффициентов приведения моментов для системы с двумя муфтами [2]:

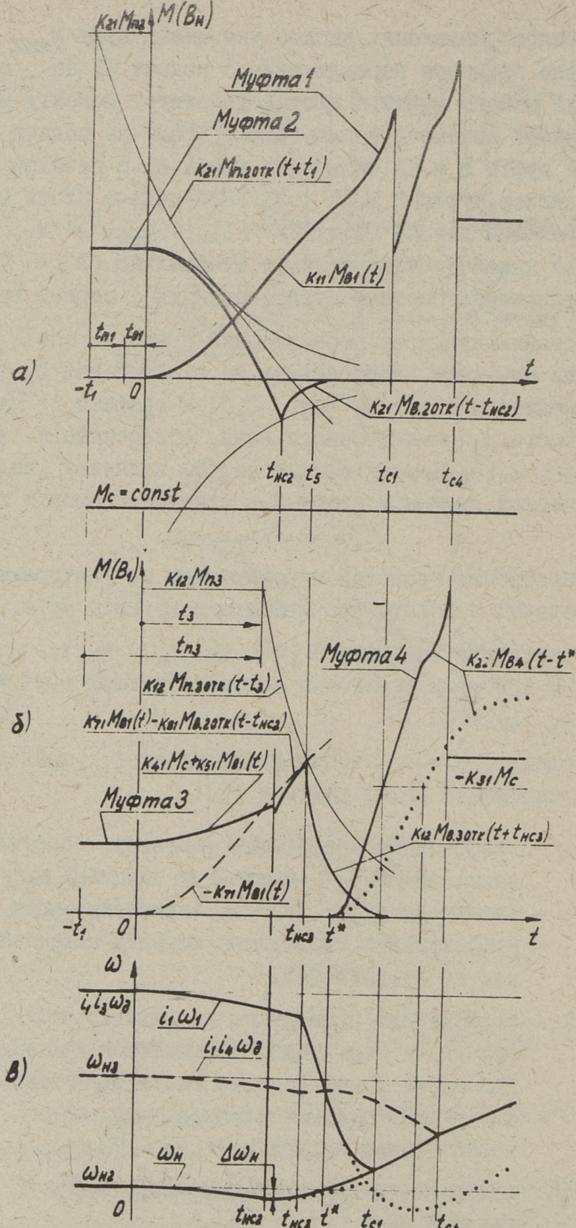
k_1, k_2 – коэффициент приведения моментов соответственно муфты I и муфты 2 на ведомый вал;

k_3 – (включена муфта I), k_4 –(включена муфта 2) – – коэффициенты приведения момента сопротивления на ведущий вал;

$k_5 = k_1(k_3 - k_4)$ – коэффициент приведения дополнительной нагрузки на двигатель, возникающей при включении муфты I при условии отсутствия скольжения дисков муфты 2 (приведенный момент дополнительной нагрузки $M_{дн} = k_5 M_{в1}(t)$;

$k_7 = k_1 k_3$ – коэффициент приведения момента муфты I на ведущий вал;

$k_8 = k_2 k_4$ – коэффициент приведения момента муфты 2 на ведущий вал.



Фиг. 2. а) график моментов, действующих на ведомый вал
б) график моментов, действующих на промежуточный вал
в) график угловых скоростей валов.

Коэффициенты обозначены индексами групп, например, коэффициенты для второй группы $K_{12}, K_{22}, K_{32}, \ldots$.

Значения коэффициентов приведения для системы по фиг. I,а:

$$K_{11}=1,\quad K_{12}=\frac{1}{i_3},\quad K_{21}=1,\quad K_{22}=\frac{1}{i_4},\quad K_{31}=i_1,\quad K_{32}=i_3,$$

$$K_{41}=i_2,\quad K_{51}=i_1-i_2,\quad K_{71}=i_1,\quad K_{72}=1,\quad K_{81}=i_2.$$

При переключении муфт I и 2 с оптимальной паузой между СУ [3] скольжение дисков муфты 2 начинается при $t=t_{нс2}$ (фиг. 2,а). Через небольшое время после начала скольжения дисков муфты 2 муфта I начинает разгонять ведомый вал $В_Н$ (фиг. 2,в). Скольжение дисков отключаемой муфты 3 должно начинаться при $\omega_{н2}<\omega_н\leq\omega_{н3}$. Для упрощения расчетов, за время начала скольжения дисков муфты 3 выберем время t_5 [3]. При $t>t_5$ ведомый вал $В_Н$ ускоряется в основном за счет кинетической энергии промежуточного вала $В_I$, скорость вращения которого падает тем быстрее, чем меньше J_1. Наступление равенства $\omega_1=i_4\omega_в$ при ($t=t^*$) является оптимальной точкой времени для начала нарастания момента муфты 4. При более ранней подаче СУ нарастающий момент муфты 4 дополнительно затормаживает вал $В_I$. С наступлением равенства $i_1\omega_1=\omega_н$ при $t=t_{с1}$ синхронизируется муфта I. В случае начала нарастания момента муфты 4 из оптимальной точки времени t^* разгон ведомого вала с наступлением синхронизма муфты I не прекращается, если

$$K_{22}M_{в4}(t_{с1}-t^*)\geq K_{31}M_c. \qquad (I)$$

Выполнение условия (I) возможно при подаче СУ на муфту 4 с форсированием (сплошная линия на фиг. 2,б), так как при подаче СУ без форсирования в интервале $t_{с1}<t<t_7$ скорость $\omega_н$, в зависимости от величины $J_н$, может падать ниже скорости $\omega_{н2}$ (пунктирная линия на фиг. 2,б и 2,в). Поэтому при подаче СУ без форсирования нарастание момента муфты 4 должно начинаться раньше оптимальной точки времени t^*, но не раньше времени $t_{нс3}$, так как в этом случае, в связи с возникновением кинематического замка передач, значительно увеличиваются потери. Следовательно, оптимальной точкой времени для начала нарастания момента включаемой муфты второй группы следует считать время начала скольжения дисков отключаемой муфты второй группы. Если скорость ведомого вала и в

таком случае падает ниже исходной скорости $\omega_{н2}$, то временем начала скольжения дисков муфты 3 следует выбрать время $t_{нс3} = t_5 + \Delta t$, или подать СУ на муфту 4 с форсированием.

Нулевой точкой времени считаем время подачи СУ на отключение муфты 2 ($t_{п2} = 0$). Время подачи СУ на включение муфты I ($t_{п1}$) определяется по методике, приведенной в работе [3].

Время подачи СУ на отключение муфты 3 определяем из уравнения:

$$\kappa_{12} M_{п.3отк}(t_5 - t_3) = \kappa_{71} M_{в1}(t_5) - \kappa_{81} M_{в.2отк}(t_5 - t_{нс2}), \tag{2}$$

где

$$M_{п.3отк}(t) = M_{н3} e^{-\frac{t}{T_{23}}}$$

и

$$M_{в1}(t) = M_{в1} th^2 \frac{t}{T_{11}}.$$

С небольшой ошибкой:

$$\kappa_{12} M_{н3} e^{-\frac{t_5 - t_3}{T_{23}}} = \kappa_{71} M_{в1} th^2 \frac{t_5}{T_{11}},$$

откуда

$$t_{п3} = t_5 + t_{п1} + t_{01} - T_{23} \ln \frac{\kappa_{12} M_{н3}}{\kappa_{71} M_{в1} th^2 \frac{t_5}{T_{11}}}. \tag{3}$$

Время подачи СУ на включение муфты 4 определяется из уравнения

$$t_{п4} = t_5 + t_{п1} + t_{01} - t_{04}. \tag{4}$$

Для переключения систем с тремя группами на высшую ступень скорости (от $\omega_{н1}$ на $\omega_{н2}$ фиг. 3) нужно подать СУ на отключение муфт 2, 3, 5 и на включение муфт I, 4,6. Аналогично двухгрупповой системе, сперва нужно подать СУ на отключение муфты 2 и на включение муфты I, выдержав оптимальную величину паузы ($t_{п1}$). При подаче СУ на отключение муфт 3, 5 так, чтобы скольжение в их дисках начиналось одновременно и подачи СУ на включение муфт 4, 6 так, чтобы нарастание их моментов начиналось одновременно, вторую и третью группу условно можно считать одной группой. Это действительно также при количестве переключаемых групп больше трех.

Разные величины статических и динамических нагрузок, приведенных к муфтам и рассеивание характеристик $M_{п.отк}(t)$ практически не позволяет обеспечить одновременное начало скольжения дисков отключаемых муфт 3 и 5, но это не сказывается на протекании переходного процесса по скорости, так как величина кинетической энергии промежуточных валов $В_I$ и $В_2$, расходуемая в переходном процессе на ускорение ведомого вала $В_н$, не зависит от последовательности начала падения скоростей валов $В_I$ и $В_2$.

При соответствующей подаче СУ на включаемые муфты 4 и 6 нарастание их моментов начинается практически одновременно.

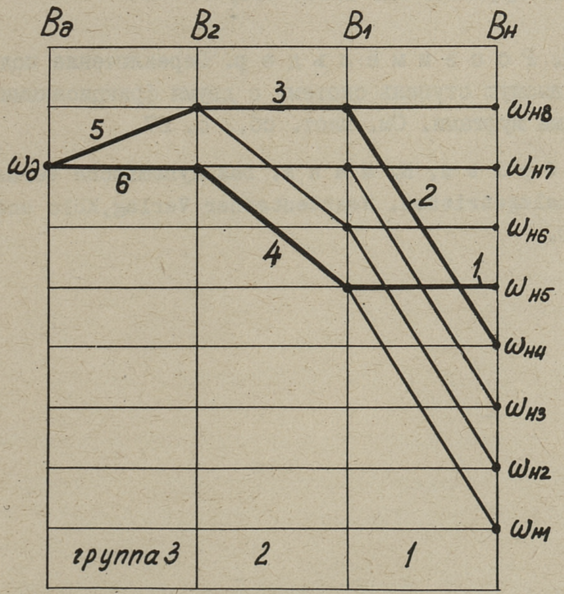
Таким образом, при переключении систем с тремя группами времена подачи СУ к муфтам первой и второй группы определяются аналогично двухгрупповой системе. Время подачи СУ на отключение муфты 5

$$t_{п5} = t_5 + t_{п1} + t_{01} - T_{25} \ln \frac{K_{13} M_{н5}}{K_{71} K_{72} M_{в1} th^2 \frac{t_5}{T_{11}}} \tag{5}$$

и время подачи СУ на включение муфты 6

$$t_{п6} = t_5 + t_{п1} + t_{01} - t_{06}. \tag{6}$$

Величины $t_п$ следует определить для наибольшего момента сопротивления ($M_{с\,макс}$). Для меньших значений мо-



Фиг. 3. Картина частот вращения системы с шестью муфтами.

мента сопротивления эти паузы меньше оптимальных, а $\Delta\omega_н$ меньше, чем оно было бы в случае $M_{c\,макс}$ [3].

Если в системе с двумя группами паузы определены по вышеизложенной методике,

$M_c \leqslant 0{,}6\, k_{11} M_{B1}$, $k_{31} k_{42} M_c < M_{дп}$ и $k_{71} k_{32} M_{B1} = 2{,}5 \div 3\, M_{дн}$,

то как показывают эксперименты, $\Delta\omega_н < 0{,}08\, \omega_{нг}$ также в случае соотношения $\frac{J_н}{J_д}$, при котором двигатель в процессе переключения нагружается до его опрокидывающего момента.

$M_{дп}$, $M_{дн}$ - пусковой и номинальный момент электродвигателя.

Литература

I. А.Н. Арапов. Переходные процессы в многомуфтовых кинематических системах. "Станки и инструмент", 1970, № 9.

2. Л.П. Роозимёльдер. Коэффициенты приведения, облегчающие исследование и расчет коробок передач с фрикционными муфтами. См. наст. сб., с. 101.

3. Л.П. Роозимёльдер. Переключение под нагрузкой на высшую ступень системы с двумя фрикционными электромагнитными муфтами. См. наст. сб., с. 67.

4. H. Opitz, N. Maas. Das dynamische Verhalten von Lastschaltgetrieben. Westdeutscher Verlag, Köln und Opladen, 1960.

L. Roosimölder

Control Signal Intervals Deciding for Under-load Change-up of a Speed Gearbox Involving Electromagnetic Friction Clutches

S u m m a r y

Under-load change-up transients in a speed gearbox are considered in the paper.

Control signal intervals are found to ensure a quality change-up so that the current value sum of reduced to the driven shaft moments of clutches to be switched over remains more than or equal to the resisting moment and the acting time of kinematic lock of transmissions is minimal. Equations to determine optimum control signal intervals for four or six clutches to be switched over are derived.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
№ 391 1975

УДК 621.839.8.062.2

Л.П. Роозимёльдер

РАСЧЕТ ПАУЗ МЕЖДУ СИГНАЛАМИ УПРАВЛЕНИЯ ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ НА НИЗШУЮ СТУПЕНЬ СКОРОСТИ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ С ФРИКЦИОННЫМИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМИ МУФТАМИ

Переключение автоматических коробок передач (АКП) под нагрузкой с высших на низшие ступени скорости при одновременной коммутации всех переключаемых муфт нередко сопровождается падением скорости ниже желаемой, а это недопустимо, так как при этом нарушается чистота обрабатываемой поверхности и возможна поломка инструмента.

Рассмотрим переключение системы с четырьмя переключаемыми муфтами, т.е. систему с двумя группами. Кинематическая схема показана на фиг. I,а, картина частот вращения на фиг. I,б,

где $M_д, M_c, M_1$ – момент двигателя, момент сопротивления и момент муфты I;

$B_д, B_1, B_н$ – ведущий, промежуточный и ведомый вал,

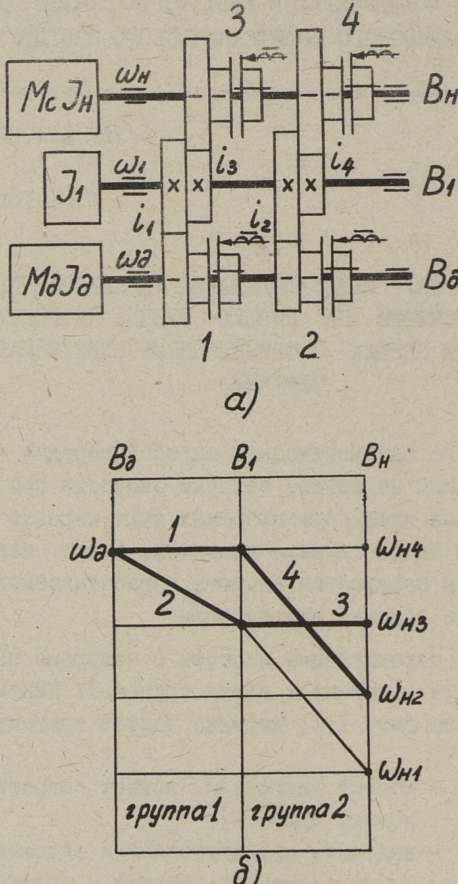
$J_д, \omega_д; J_1, \omega_1; J_н, \omega_н$ – момент инерции и угловые скорости вращения соответственно ведущего, промежуточного и ведомого вала;

i_1, i_2, i_3, i_4 – передаточные отношения, причем $i_1 > i_2$ и $i_3 > i_4$.

Отсчет групп и муфт ведется со стороны ведущего вала.

При рассмотрении процесса переключения не учитываются потери в передачах, остаточные вращающие моменты муфт и крутильные колебания валов.

Характеристики и величины $M_в(t)$, $M_{п.отк}(t)$, $M_в$, $M_н$, t_0, по ГОСТу 18306-72 снабжены индексами соответствующих муфт $M_{в1}(t)$, $M_{п.2отк}(t)$, $M_{в4}$, $M_{н3}$, t_{01}, ...



Фиг. 1. а) кинематическая схема
б) картина частот вращения.

Введем следующие обозначения коэффициентов приведения моментов для системы с двумя муфтами [2]:

K_1, K_2 – коэффициенты приведения моментов соответственно муфты I и муфты 2 на ведомый вал;

K_3 (включена муфта I), K_4 (включена муфта 2) –
– коэффициенты приведения момента сопротивления на ведущий вал;

$K_7 = K_1 K_3$ – коэффициент приведения момента муфты I на ведущий вал,

$K_8 = K_2 K_4$ – коэффициент приведения момента муфты 2 на ведущий вал, Коэффициенты обозначены индексами групп, например, коэффициенты для второй группы $k_{12}, k_{22}, k_{32}, \ldots$.

Значения коэффициентов приведения для системы по фиг. I,а:

$$k_{11} = \frac{1}{i_1}; \quad k_{21} = \frac{1}{i_2}; \quad k_{31} = i_1; \quad k_{71} = 1; \quad k_{81} = 1, \quad k_{12} = 1;$$

$$k_{22} = 1; \quad k_{32} = i_3; \quad k_{72} = i_3; \quad k_{82} = i_4.$$

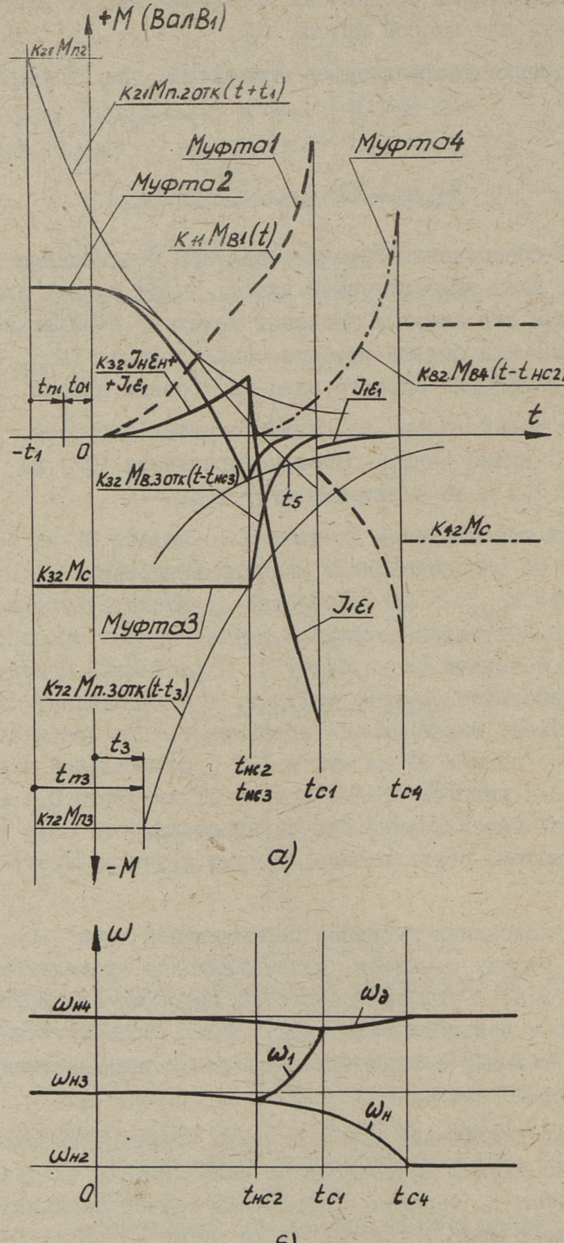
Для обеспечения переключения АКП без падения скорости ведомого вала ниже желаемой нужно, чтобы сумма приведенных на ведомый вал текущих значений моментов переключаемых муфт была равна или больше момента сопротивления ($M_{вых} \geq M_c$) при падении скорости ведомого вала на уровень низшей ступени.

Для переключения на низшую ступень скорости (от $\omega_{н3}$ на $\omega_{н2}$) нужно подать сигналы управления (СУ) на отключение муфт 2,3 и на включение муфт I,4.

Если переключение начинается с подачи СУ на отключение муфты 3, то как показывают эксперименты, при $\omega_н = \omega_{н2}$ возможно, что $M_{вых} < M_c$ независимо от последовательности подачи СУ на остальные муфты. В случае начала процесса переключения с подачи СУ на муфту 4, нарастающий момент муфты 4 противодействует моменту муфты 3, т.е. возникает кинематический замок. Эксперименты показывают, что при начале переключения с подачи СУ на муфты I,2 с оптимальной паузой между СУ [3] с выбором времен подачи СУ на муфты 3,4 можно обеспечить переключение без падения скорости ниже желаемой. Таким образом, переключение системы нужно начинать с первой группы.

Для пояснения процесса переключения при $M_c = const$ приведен график моментов, действующих на промежуточный вал B_I (фиг. 2,а) и угловых скоростей вращения ведущего, промежуточного и ведомого валов (фиг. 2,б). Промежуточный вал является ведомым в отношении первой группы и ведущим в отношении второй группы.

СУ на отключение муфты 3 нужно подать так, чтобы скольжение в ее дисках начиналось не позже начала скольжения в дисках муфты 2, так как в противном случае начинается разгон ведомого вала. В случае, если муфта 3 проскользнет раньше, то муфта I, разгруженная от приведенного момента сопро-



Фиг. 2. а) график моментов, действующих на промежуточный вал
б) график угловых скоростей валов.

тивления, резко разгоняет промежуточный вал B_I, срывая муфту 2, при этом $t_{нс3} < t_{нс2}$. Подачу СУ на отключение муфты 3 так, чтобы скольжение в ее дисках начиналось одновременно со скольжением дисков муфты 2 (тогда $t_{нс2} = t_{нс3}$, см.фиг.2,а), следует считать оптимальной, поскольку при этом потери в первой группе минимальные (так как $t_п = t_{по}$) [3] и в момент начала скольжения дисков отключаемых муфт $к_{11}M_1 > к_{32}M_c$.

Нулевой точкой времени управления считаем время подачи СУ на отключение муфты 2 ($t_{п2} = 0$). Время подачи СУ на муфту I ($t_{п1}$) определяется по методике, приведенной в работе [3], где M_c надо заменить $к_{32}M_c$.

При $t = t_{нс3}$ $\quad к_{32}M_c = к_{72}M_{п.3отк}(t_{нс2} - t_3)$;

так как

$$M_{п.3отк}(t - t_3) = M_{н3}e^{-\frac{t_{нс2} - t_3}{T_{23}}},$$

получаем

$$t_{нс2} - t_3 = -T_{23}\ln\frac{к_{32}M_c}{к_{72}M_{н3}}$$

и уравнение для определения времени подачи СУ на отключение муфты 3

$$t_{п3} = t_{п1} + t_{01} + t_{нс2} + T_{23}\ln\frac{к_{32}M_c}{к_{72}M_{н3}}. \qquad (I)$$

Точное определение времени $t_{нс2}$ весьма сложное, поэтому берем $t_{нс2} = 0,8t_5$ [3].

Тогда

$$t_{п3} = t_{п1} + t_{01} + 0,8t_5 + T_{23}\ln\frac{M_c}{к_{12}M_{н3}}, \qquad (2)$$

где t_5 определяется по методике, приведенной в работе [3].

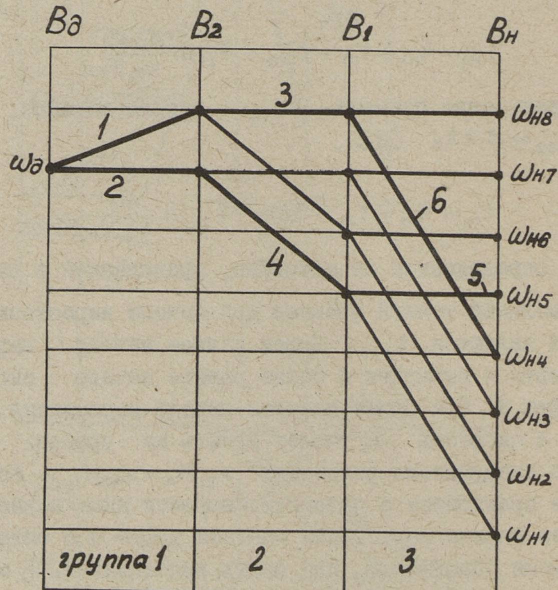
Оптимальной точкой времени для начала нарастания момента муфты 4 является $t_{нс2}$. Более раннее начало нарастания момента муфты 4 вызывает и более раннее начало скольжения дисков муфты 3. При более позднем начале нарастания момента муфты 4 скорость $\omega_н$ может падать на уровень низшей ступени до наступления равенства $к_{82}M_4 = к_{42}M_c$. Если переключение произойдет с падением скорости ниже желаемой,также в случае начала нарастания момента муфты 4 с оптимальной точки времени (большие M_c при малых значениях $J_н$), муфту 4 нужно включить с форсированием.

Время для подачи СУ на муфту 4

$$t_{п4} = 0,8t_5 - t_{04}. \qquad (3)$$

Для переключения систем с тремя группами на низшую ступень скорости(от $\omega_{н5}$ на $\omega_{н4}$ фиг. 3) нужно подать СУ на отключение муфт 2,4,5 и на включение муфт I,3,6. Аналогично двухгрупповой системе, сперва нужно подать СУ на отключение муфты 2 и на включение муфты I, выдержав между СУ оптимальную величину паузы ($t_{п1}$) при подаче СУ на муфты 4,5 так, чтобы скольжение в их дисках начиналось одновременно и подачи СУ на муфты 3,6 так, чтобы нарастание их моментов начиналось одновременно, вторую и третью группы условно можно считать одной группой. Это действительно также при количестве переключаемых групп больше трех.

Разные величины статических и динамических нагрузок, приведенных к муфтам и рассеивание характеристик $M_{п.отк}(t)$ практически не позволяют обеспечить одновременное начало скольжения дисков отключаемых муфт 4 и 5, но это существенно не сказывается на протекании переходного процесса по скорости.



Фиг. 3. Картина частот вращения системы с шестью муфтами.

При соответствующей подаче СУ на включаемые муфты 3 и 6 нарастание их моментов начинается практически одновременно.

Величины $t_п$ следует определить для наибольшего момента сопротивления $M_{с макс}$. Для меньших значений момента сопротивления эти паузы меньше оптимальных, но скорость не падает ниже желаемой, так как отрицательное ускорение ведомого вала при этом меньше, чем оно было бы в случае $M_{с макс}$.

Литература

I. А.Н. Арапов. Переходные процессы в многомуфтовых кинематических системах. "Станки и инструмент", 1970, № 9.

2. Л.П. Роозимёльдер. Коэффициенты приведения, облегчающие исследование и расчет коробок передач с фрикционными муфтами. См. наст. сб., с. IOI.

3. Л.П. Роозимёльдер. Переключение под нагрузкой на высшую ступень системы с двумя фрикционными электромагнитными муфтами. См. наст. сб., с. 67.

4. H. Opitz, N. Maas. Das dynamische Verhalten von Lastschaltgetrieben. Westdeutscher Verlag, Köln und Opladen, 1960.

L. Roosimölder

Control Signals Interval Deciding for Under-load Change-down of a Speed Gearbox Involving Electromagnetic Friction Clutches

S u m m a r y

Under-load change-down transients in a speed gearbox are considered in the paper.

Control signal intervals are found so that reduced moment of each switched in clutch when changing down mounts up to the resisting moment value before driven shaft speed drops to the step required.

Equations to determine optimum control signal intervals for four or six clutches to be switched over are derived.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
№ 391 1975

УДК 621.83-233-597

Л.П. Роозимёльдер

КОЭФФИЦИЕНТЫ ПРИВЕДЕНИЯ, ОБЛЕГЧАЮЩИЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ С ФРИКЦИОННЫМИ МУФТАМИ

Исследование и расчет переходных процессов при переключении коробок передач с фрикционными муфтами связаны с приведением момента сопротивления, момента двигателя, моментов инерции, моментов переключаемых муфт и момента кинематического замка передач на ведущий или на ведомый вал коробки передач.

Несмотря на то, что приведение моментов не сложное, большинство ошибок в расчетах встречается именно здесь. Это объясняется тем, что при переключении разных ступеней скорости моменты приводятся в каждом отдельном случае с разной комбинацией передаточных отношений. Замена передаточных отношений и комбинации из них соответствующими коэффициентами приведения упрощает уравнения и уменьшает вероятность ошибок.

Обычная структура коробки передачи с фрикционными муфтами состоит из одной кинематической цепи, т.е. из последовательно соединенных групп передач. При переключении в каждой переключаемой группе одна муфта отключается и одна включается, поэтому каждое переключение коробки передач можно рассматривать как переключение двухмуфтовой системы или как переключение последовательно соединенных двухмуфтовых систем.

Возможные варианты двухмуфтовых систем представлены в таблице I,

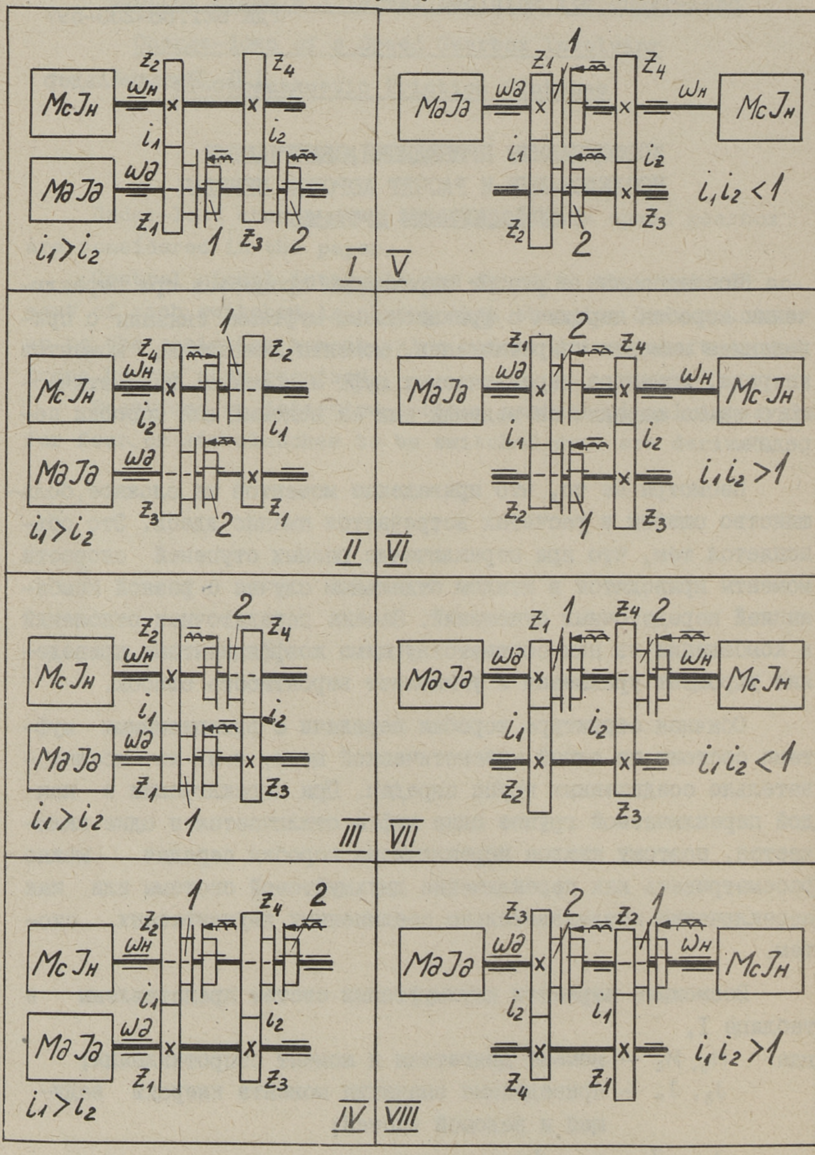
где $M_д, M_c$ – момент двигателя и момент сопротивления;

$J_д, J_н$ – приведенные значения момента инерции ведущей и ведомой частей;

$i_1 = \frac{z_1}{z_2}, \; i_2 = \frac{z_3}{z_4}$ – передаточные отношения;

Таблица I

Варианты двухмуфтовых систем



$\omega_д, \omega_н$ – угловые скорости ведущего и ведомого вала.

При переключении системы на высшую или на низшую ступень скорости момент включаемой муфты, как правило, начинает расти до начала скольжения дисков отключаемой муфты, ввиду этого нагрузка двигателя увеличивается.

При торможении шпинделя станка кинематическим замком передач, т.е. одновременным включением двух муфт на выходном валу коробки передач при отключенных муфтах, связанных с выходным валом, можно считать, что скользит только одна муфта [I].

В настоящей работе рекомендуются следующие коэффициенты приведения:

K_1, K_2 – коэффициенты приведения моментов соответственно муфты I и муфты 2 на ведомый вал;

K_3 (включена муфта I), K_4 (включена муфта 2) – – коэффициенты приведения момента сопротивления (M_c) на ведущий вал;

K_5 – коэффициент приведения дополнительной нагрузки на двигатель, возникающей при включении муфты I при условии отсутствия скольжения дисков муфты 2 (приведенный момент дополнительной нагрузки $M_{дн} = K_5 M_{в1}(t)$, приведенный на ведущий вал момент кинематического замка передач $M_{кз} = K_5 M_{в1}$);

K_6 – коэффициент приведения дополнительной нагрузки на двигатель, возникающей при включении муфты 2 при условии отсутствия скольжения дисков муфты I ($M_{дн} = K_6 M_{в2}(t)$, приведенный на ведущий вал момент кинематического замка передач $M_{кз} = K_6 M_{в2}$);

K_7 – коэффициент приведения момента муфты I на ведущий вал ($K_7 = K_1 K_3$);

K_8 – коэффициент приведения момента муфты 2 на ведущий вал ($K_8 = K_2 K_4$);

K_9 – коэффициент приведения момента кинематического замка передач на ведомый вал при скольжении муфты I ($M_{кз} = K_9 M_{в1}$);

K_{10} – коэффициент приведения момента кинематического замка передач на ведомый вал при скольжении муфты 2 ($M_{кз} = K_{10} M_{в2}$);

M_1, M_2 – момент, развиваемый муфтой I и муфтой 2;

$M_{в1}$, $M_{в2}$ – вращающий момент муфты I и муфты 2 (момент, развиваемый муфтой при скольжении в дисках);

$M_{в1}(t)$, $M_{в2}(t)$ – динамическая характеристика муфты I и муфты 2 по вращаемому моменту при включении.

Для определения момента дополнительной нагрузки на двигатель $M_{дн}$, возникающий при включении муфты I при условии отсутствия скольжения дисков муфты 2, запишем уравнение равновесия на ведущем и на ведомом валу. Считаем, что механическая характеристика двигателя абсолютно жесткая ($\varepsilon_д = 0$). Тогда

$$M_д = k_8 M_2 + k_7 M_{в1}(t), \tag{I}$$

$$M_c = k_2 M_2 + k_1 M_{в1}(t). \tag{2}$$

Так как $M_д = k_4 M_c + M_{дн}$, получаем

$$M_{дн} = (k_7 - k_1 k_4) M_{в1}(t),$$

откуда

$$k_5 = k_1(k_3 - k_4). \tag{3}$$

Дополнительная нагрузка на двигатель, возникающая при включении муфты 2, определяется из уравнений:

$$M_д = k_7 M_1 - k_8 M_{в2}(t), \tag{4}$$

$$M_c = k_1 M_1 - k_2 M_{в2}(t). \tag{5}$$

Учитывая, что $M_д = k_3 M_c + M_{дн}$,

получаем

$$k_6 = k_2(k_3 - k_4). \tag{6}$$

Для определения приведенного на ведомый вал момента кинематического замка передач запишем уравнения равновесия на ведущем и на ведомом валу. Считаем, что двигатель отделен от системы. При скольжении включенная муфта I развивает момент $M_{в1}$.
Тогда

$$k_8 M_2 + k_7 M_{в1} = 0, \tag{7}$$

$$k_2 M_2 + k_1 M_{в1} = M_{кз}. \tag{8}$$

Таблица 2

Таблица для определения коэффициентов приведения

Вал приведения	Приводимый момент	Коэффициент приведения		Варианты двухмуфтовых систем							
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Ведомый	M_1		K_1	$\frac{1}{i_1}$	1	$\frac{1}{i_1}$	1	1	$\frac{1}{i_2}$	1	1
	M_2		K_2	$\frac{1}{i_2}$	$\frac{1}{i_2}$	1	1	$\frac{1}{i_2}$	1	1	1
Ведущий	M_c	Включена муфта 1	K_3	i_1	i_1	i_1	i_1	1	$i_1 i_2$	1	$i_1 i_2$
		Включена муфта 2	K_4	i_2	i_2	i_2	i_2	$i_1 i_2$	1	$i_1 i_2$	1
	Момент кинематического замка	скользит муфта 1	K_5	$1-\frac{i_2}{i_1}$	i_1-i_2	$1-\frac{i_2}{i_1}$	i_1-i_2	$1-i_1 i_2$	$i_1-\frac{1}{i_2}$	$1-i_1 i_2$	$i_1 i_2-1$
		скользит муфта 2	K_6	$\frac{i_1}{i_2}-1$	$\frac{i_1}{i_2}-1$	i_1-i_2	i_1-i_2	$\frac{1}{i_2}-i_1$	$i_1 i_2-1$	$1-i_1 i_2$	$i_1 i_2-1$
	M_1		K_7	1	i_1	1	i_1	1	i_1	1	$i_1 i_2$
	M_2		K_8	1	1	i_2	i_2	i_1	1	$i_1 i_2$	1
Ведомый	Момент кинематического замка	скользит муфта 1	K_9	$\frac{1}{i_2}-\frac{1}{i_1}$	$\frac{i_1}{i_2}-1$	$\frac{1}{i_2}-\frac{1}{i_1}$	$\frac{i_1}{i_2}-1$	$\frac{1}{i_1 i_2}-1$	$i_1-\frac{1}{i_2}$	$\frac{1}{i_1 i_2}-1$	$i_1 i_2-1$
		скользит муфта 2	K_{10}	$\frac{1}{i_2}-\frac{1}{i_1}$	$\frac{1}{i_2}-\frac{1}{i_1}$	$1-\frac{i_2}{i_1}$	$1-\frac{i_2}{i_1}$	$\frac{1}{i_2}-i_1$	$1-\frac{1}{i_1 i_2}$	$1-i_1 i_2$	$1-\frac{1}{i_1 i_2}$

После деления уравнений (7) на коэффициент k_4 и вычитания уравнения (7) из уравнения (8) получаем

$$M_{k3}=k_1\left(1-\frac{k_3}{k_4}\right)M_{B1}.$$

Момент M_{k3} всегда тормозит систему, поэтому

$$k_9=\left|k_1\left(1-\frac{k_3}{k_4}\right)\right|. \tag{9}$$

При скольжении включенная муфта 2 развивает момент M_{B2}, поэтому:

$$k_8 M_{B2}+k_7 M_1=0, \tag{I0}$$

$$k_2 M_{B2}+k_1 M_1=M_{k3}. \tag{II}$$

После деления уравнения (I0) на коэффициент k_3 и вычитания уравнения (I0) из уравнения (II) получаем

$$M_{k3}=k_2\left(1-\frac{k_4}{k_3}\right)M_{B2},$$

откуда

$$k_{10}=\left|k_2\left(1-\frac{k_4}{k_3}\right)\right|. \tag{I2}$$

Момент инерции $J_н$ приводится на ведущий вал коэффициентом k_3^2, когда включена муфта I, и коэффициентом k_4^2, когда включена муфта 2. Когда включена муфта I , $\omega_н=k_3\omega_д$ и когда включена муфта 2, $\omega_н=k_4\omega_д$.

Значения коэффициентов приведения для всех вариантов кинематических схем двухмуфтовых систем даны в таблице 2.

При расчете многогрупповых систем нужно учитывать, что ведомый вал предыдущей двухмуфтовой системы является ведущим по отношению к двухмуфтовой системе следующей группы. Коэффициенты приведения желательно обозначать индексами групп, например, коэффициенты приведения двухмуфтовой системы второй группы $k_{12}, k_{22}, k_{32}, \ldots$.

При замене передаточных отношений коэффициентами приведения результаты расчета конкретной системы становятся действительными для всех вариантов кинематики рассматриваемой системы.

Литература

I. А.Н. Арапов. Торможение шпинделя кинематическим замком передач в приводе с фрикционными муфтами. "Станки и инструмент", 1973, № 8.

L. Roosimölder

Reduction Coefficients for Facilitating the Study and Design of Gearboxes Involving Friction Clutches

S u m m a r y

Ten coefficients for reducing resisting moment, motor moment, inertia moment, moment of switchable clutch and moment of kinematic lock of transmissions to a gearbox driving or driven shaft are proposed in the paper. Value of coefficients for eight feasible versions of a system involving two clutches is given.

Содержание

Таллинский политехнический институт. Труды ТПИ № 391.
СБОРНИК СТАТЕЙ ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ XII. Редактор Р. К ю т т н е р. Техн. редактор В. Р а н н и к. Сборник утвержден коллегией Трудов ТПИ 27 августа 1975 г. Подписано к печати 20 ноября 1975 г. Бумага 60x90/16. Печ. л. 6,75+0,5 приложение. Уч.-изд. л. 5,54. Тираж 350. МВ-07864. Ротапринт ТПИ, Таллин, ул. Коскла, 2/9. Зак. №814 .
Цена 55 коп.

Цена 55 коп.