

6
А 40

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР

ТАШКЕНТСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ИРРИГАЦИИ И МЕХАНИЗАЦИИ
СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА (ТИИИМСХ)

На правах рукописи

Р. Г. ЯВЛИНСКАЯ

**РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ
ПО РЕМНЯМ В МНОГОРУЧЬЕВОЙ
КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ**

Специальность 05.161 — Машиноведение
и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ТАШКЕНТ—1971

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР

ТАШКЕНТСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ИРРИГАЦИИ И МЕХАНИЗАЦИИ
СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА (ТИИИМСХ)

На правах рукописи

Р. Г. ЯВЛИНСКАЯ

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ
ПО РЕМНЯМ В МНОГОРУЧЬЕВОЙ
КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Специальность 05.161 — Машиноведение
и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ТАШКЕНТ—1971

ВВЕДЕНИЕ

Директивами XXIV съезда КПСС предусматривается значительное повышение эффективности социалистического производства. Решение этой задачи в известной мере может быть достигнуто за счет повышения к. п. д. и долговечности передач.

В современных машинах широко применяются клиноременные передачи, которые являются после зубчатых наиболее распространенными. В этих передачах особого внимания заслуживает вопрос о распределении нагрузки по параллельно работающим ремням.

Поперечные сечения и длины ремней одного комплекта почти всегда имеют отклонения от их номинальных размеров. В ремнях наблюдается неодинаковое расположение корда. Отклонения имеют место и в размерах канавок шкивов. В передаче возможен перекося валов. Вследствие всего этого, нейтральные линии ремней одного комплекта могут располагаться на каждом шкиве на дугах окружностей разных диаметров, что, в свою очередь, может привести к различию в значениях передаточных чисел между ручьями, огибаемыми параллельно расположенными ремнями. При этом нагрузка между ремнями распределяется неравномерно, а в ряде случаев один или несколько ремней не принимают участия в передаче нагрузки или даже оказывают тормозящее действие. В последнем случае в системе передачи возникает циркулирующая мощность. Неравномерное распределение нагрузки обуславливает перегрузку отдельных ремней, сокращает их долговечность и является причиной снижения тяговой способности и к. п. д. передачи.

Изложенное относится не только к обычным клиноременным передачам, но и к клиноременным вариаторам с параллельно работающими ремнями. В ряде конструкций этих вариаторов один из шкивов подпружинен. Наличие подпружиненного шкива оказывает влияние на неравномерность распределения нагрузки.

На возможность возникновения в системе многоручьевой клиноременной передачи циркулирующей мощности, и причины обуславливающие ее, обращается внимание в работах Б. А. Пронина. Опыты по определению распределения внешней

нагрузки по ремням проводились С. Амидзима и А. Ёсида. Исследованием условий работы ремней многоручьевой передачи занимались В. Ноговиз и N. Gheorgiu. Однако вопрос о распределении нагрузки по ремням в литературе не получил должного освещения. Мало данных о влиянии различных факторов на условия работы каждого ремня в многоручьевой передаче. В литературе нет зависимостей, посредством которых можно было бы расчетным путем определить величину и направление окружных сил, передаваемых отдельными ремнями.

Установив влияние различных факторов на условия работы передачи, можно при ее конструировании, а также в процессе эксплуатации, воздействовать на отдельные факторы так, чтобы по возможности обеспечить равномерное распределение нагрузки по ремням. Это повысит долговечность ремней, тяговую способность и к. п. д. передачи.

Для получивших широкое распространение клиноременных передач, даже небольшое увеличение сроков службы ремней и повышение к. п. д. передач даст большой экономический эффект.

В связи с этим в реферируемой работе выдвигаются для решения следующие задачи:

1) теоретически исследовать влияние различных факторов на распределение нагрузки по ремням в клиноременных передачах и клиноременных вариаторах с подпружиненным шкивом;

2) разработать метод определения величин окружных сил, передаваемых отдельными ремнями многоручьевой передачи.

3) произвести экспериментальную проверку результатов основных теоретических исследований;

4) по результатам исследований сделать теоретические обобщения и, не ужесточая допуски на изготовление элементов передач, дать рекомендации, способствующие улучшению условий работы многоручьевых клиноременных передач.

1. РАБОТА ПЕРЕДАЧИ ПРИ НАЛИЧИИ РАЗНИЦЫ В ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЛАХ МЕЖДУ РУЧЬЯМИ, ОГИБАЕМЫМИ ПАРАЛЛЕЛЬНО РАБОТАЮЩИМИ РЕМНЯМИ И АБСОЛЮТНО ХОЛОСТОМ ХОДЕ

В начале этой главы рассматривается двухручьевая передача. Разница в передаточных числах между ручьями, огибаемыми параллельно работающими ремнями, компенсируется за счет деформаций ремней. Компенсирующее действие каждого ремня в реферируемой работе оценивается коэффициентом

его эластичности. Последний представляет собой величину относительного скольжения, обусловленную деформациями ремня в продольном, тангенциальном и поперечном направлениях, вызванными разницей между напряжениями в его ветвях, равной 1 кг/см^2 . Согласно данному определению величина этого коэффициента

$$\lambda = \frac{\xi_c}{\sigma_p}, \quad (1)$$

где ξ_c — относительное скольжение,

σ_p — разница между напряжениями в ветвях ремня в кг/см^2 .

В результате проведенных аналитических исследований получены зависимости (2) и (3) для определения окружных сил P_1 и P_2 , передаваемых ремнями двухручьевой передачи:

$$P_1 = \frac{(i_2 - i_1) F}{i_p (\lambda_1 + \lambda_2)}, \quad (2)$$

$$P_2 = - \frac{(i_2 - i_1) F}{i_p (\lambda_1 + \lambda_2)}, \quad (3)$$

где i_1 и i_2 — передаточные числа между ручьями, огибаемыми соответственно ремнями 1 и 2.

i_p — расчетное значение передаточного числа.

F — площадь поперечного сечения ремня в см^2 ,

λ_1 и λ_2 — коэффициенты эластичности ремней 1 и 2 в $\text{см}^2/\text{кг}$.

Из равенств (2) и (3) видно, что окружные силы P_1 и P_2 равны по абсолютной величине, но противоположны по направлению. Каждая из них прямо пропорциональна относительной разности передаточных чисел, площади поперечного сечения ремня и обратно пропорциональна сумме коэффициентов эластичности ремней.

Далее рассмотрено влияние расчетного значения передаточного числа на величину относительной разности передаточных чисел, вызванную отклонениями в размерах ремней и канавок шкивов.

Если, вследствие разницы в размерах ремней, отклонения диаметров ручьев, огибаемых одним ремнем, равны ΔD_1 , а отклонения диаметров ручьев, огибаемых другим ремнем, равны ΔD_2 и $\Delta D_1 > \Delta D_2$, то относительная разность передаточных чисел может быть представлена в следующем виде:

$$\frac{i_2 - i_1}{i_p} = \frac{i_p D_1 + \Delta D_2}{i_p (D_1 + \Delta D_2)} - \frac{i_p D_1 + \Delta D_1}{i_p (D_1 + \Delta D_1)} = f(i_p), \quad (4)$$

где D_1 — расчетный диаметр ведущего шкива.

Анализ уравнения (4) показывает, что при постоянном значении D_1 , с увеличением расчетного значения передаточного числа, относительная разность передаточных чисел растет, а интенсивность ее роста уменьшается.

Отклонения в размерах канавок шкивов могут сочетаться в различных комбинациях. Наибольшая разница в передаточных числах, обусловленная этим фактором будет тогда, когда отклонения диаметров канавок, огибаемых каждым ремнем и в то же время на каждом шкиве противоположны по знаку. Произведенный анализ показал, что при одинаковых по абсолютной величине отклонениях диаметров канавок шкивов с уменьшением расчетного значения передаточного числа относительная разность передаточных чисел увеличивается, достигая наибольшего значения при $i_p = 1$. При этом уже при расчетном передаточном числе несколько большем единицы, относительная разность передаточных чисел, обусловленная предельными отклонениями в размерах ремней значительно больше соответствующей разности, обусловленной допускаемой разницей в диаметрах канавок шкива.

С точки зрения исследуемого вопроса в данной главе рассмотрена также плоскоклиноременная передача. Методом математического анализа установлено, что относительная разность передаточных чисел, обусловленная одинаковыми отклонениями в размерах ремней, в передаче плоскоклиноременной больше, чем в передаче клиноременной.

Условия работы ремней двухручьевой передачи при наличии разницы в передаточных числах между ручьями, огибаемыми параллельно работающими ремнями и абсолютно холостом ходе удобно оценивать с помощью, предлагаемого в диссертации, относительного расположения кривых положительного и отрицательного скольжения. Первая из них соответствует тяговому ремню, вторая — тормозящему. В начале рассмотрена передача, в которой напряжения от предварительного натяжения в параллельно работающих ремнях одинаковы. Для этого по оси абсцисс (рис. 1а) откладываются, в соответствующих масштабах, значения коэффициентов тяги или величины окружных сил, передаваемых ремнями, а по оси ординат — величины относительного скольжения и значения передаточных чисел. При этом в начале координат откладывается передаточное число i_1 . От этой же точки строится кривая положительного скольжения 1. Кривая отрицательного скольжения 2 имеет свое начало на оси ординат в точке, определяемой значением передаточного числа i_2 , и наклонена в сторону противоположную кривой скольжения 1. При таком относительном расположении кривых, точка их пересечения 0

определяет величину тягового усилия P_1 , вектор которого направлен вправо и величину тормозящего усилия P_2 , вектор которого направлен влево. Прямая, проведенная параллельно оси абсцисс через точку пересечения кривых скольжения опре-

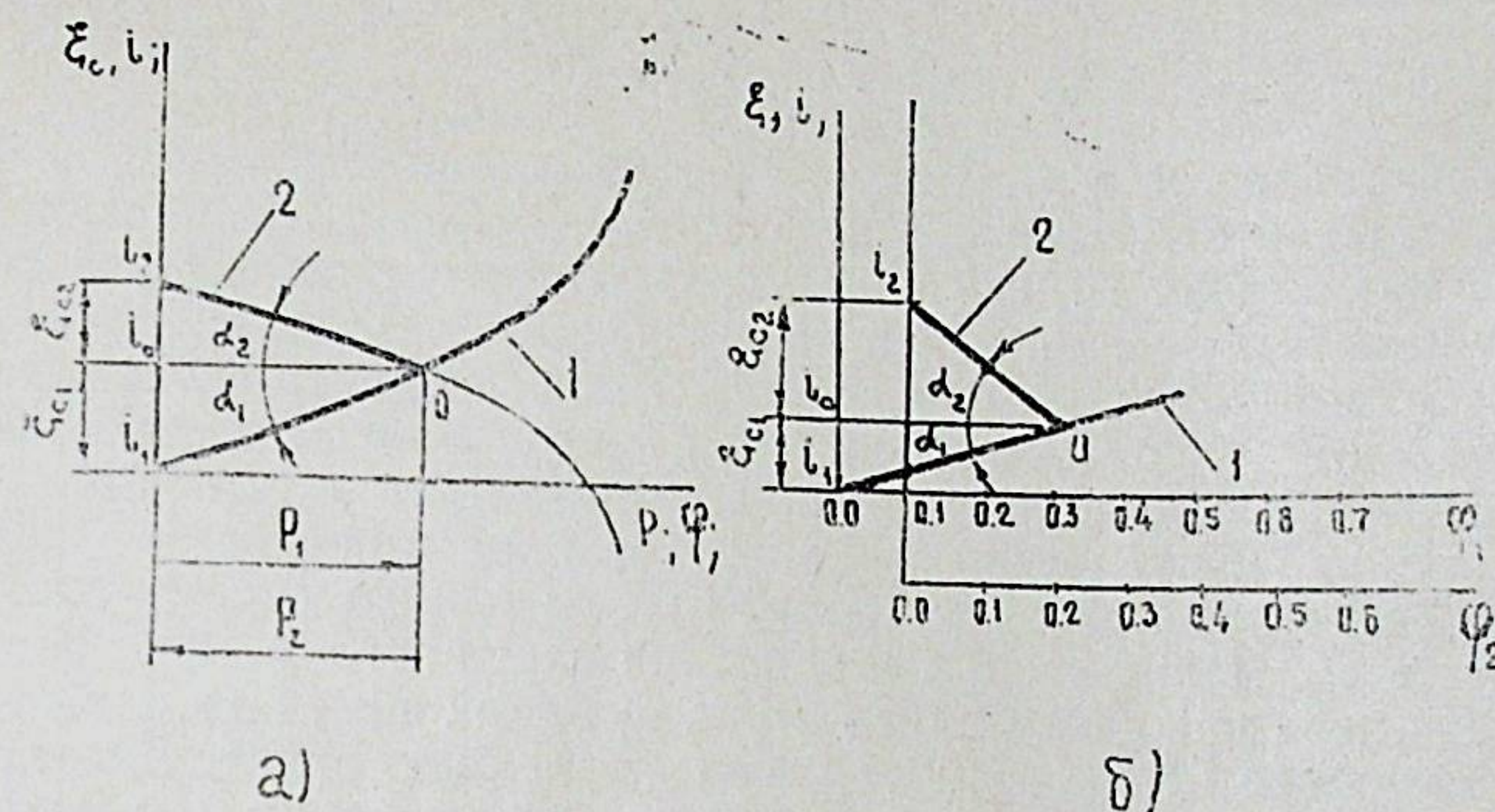


Рис. 1 Относительное расположение кривых скольжения для двухручьевой передачи ($i_1 < i_2$); а) $\sigma_{01} = \sigma_{02}$; б) $\sigma_{01} < \sigma_{02}$;

делит на оси ординат передаточное число передачи i_0 при абсолютно холостом ходе. Величина положительного скольжения, вызванная силой P_1 изобразится отрезком $i_1 i_0$, а величина отрицательного скольжения, вызванная силой P_2 — отрезком $i_0 i_2$. Сумма положительного и отрицательного скольжений, изображенная на рисунке отрезком $i_1 i_2$ равна, в определенном масштабе, относительной разности передаточных чисел.

Из рис. 1а видно, что i_0 зависит от значений передаточных чисел между ручьями, огибаемыми каждым из этих ремней и от углов наклона α кривых скольжения к оси абсцисс. Если по оси абсцисс откладывать значения окружных сил, то

$$\operatorname{tg} \alpha \equiv -\frac{\xi_c}{P} = \frac{\lambda}{F}. \quad (5)$$

При этом

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}. \quad (6)$$

При различных значениях напряжений от предварительного натяжения в ремнях, относительное расположение кривых

скольжения остается без изменения в том случае, если по оси абсцисс откладывать P . Это объясняется тем, что при абсолютно холостом ходе $|P_1|=|P_2|$ и углы наклона кривых скольжения не зависят от σ_0 , а определяются только значением λ . Если же по оси абсцисс откладывать значения коэффициентов тяги φ , то

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{k_c}{\varphi} = 2\sigma_0 \lambda. \quad (7)$$

Таким образом, в этом случае углы наклона кривых скольжения зависят от σ_0 . При $\sigma_{01} \neq \sigma_{02}$, $|P_1|=|P_2|$, но $|\varphi_1| \neq |\varphi_2|$. Это иллюстрировано на рис. 1б, где представлены прямолинейные участки кривых скольжения, когда по оси абсцисс отложены значения коэффициентов тяги при $\sigma_{01} < \sigma_{02}$. Начала кривых скольжения смещены друг относительно друга по оси абсцисс на величину разницы абсолютных значений коэффициентов тяги, при которых работают ремни при абсолютно холостом ходе.

Далее рассмотрены условия работы ремней многоручьевой передачи. Величина и направление окружного усилия, передаваемого каждым ремнем многоручьевой передачи, а также значение ее передаточного числа могут быть определены при помощи кривых скольжения. На рис. 2а изображены участки кривых скольжения 1 и 3, когда на четырехручьевой передаче установлены ремни 1 и 3. При этом передаточное число передачи равно i_{013} . Если дополнительно установить ремень 2, огибающий ручья, передаточное число между которыми $i_2 < i_{013}$, то этому ремню на рис. 2б соответствует кривая положительного скольжения 2. Из условия равенства абсолютных значений суммы сил тяговых силе тормозящей, определится положение прямой aa , отрезки которой, расположенные между осью ординат и участками кривых скольжения 1, 2 и 3 представляют в определенном масштабе величины окружных сил P_1 , P_2 и P_3 , передаваемых ремнями 1, 2 и 3. Точка пересечения прямой aa с осью ординат определит передаточное число передачи i_{0123} , при наличии на ней трех ремней. На рис. 2в изображен случай, когда $i_2 > i_{013}$. При этом, передаточное число передачи $i'_{0123} > i_{0123}$.

На величину окружного усилия, передаваемого каждым ремнем передачи и ее передаточное число влияет не только разница в передаточных числах, но и разница в значениях коэффициентов эластичности параллельно работающих ремней. На рис. 2г представлены прямолинейные участки кривых скольжения четырехручьевой передачи. Последняя получена при установке четвертого ремня на передачу, осуществляемую тремя ремнями, кривые скольжения для которой изображены

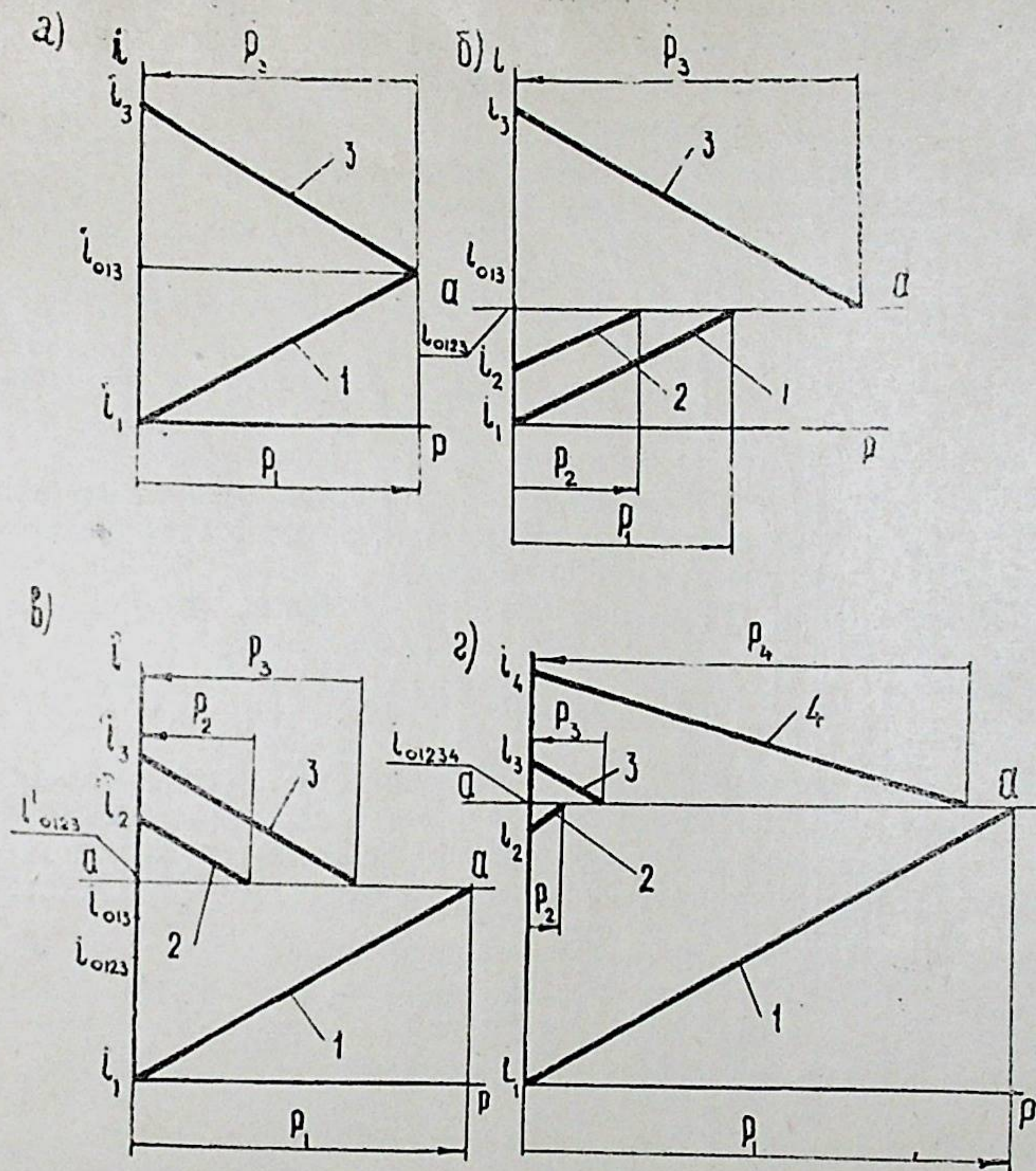


Рис. 2. Относительное расположение участков кривых скольжения при наличии на четырехручьевой передаче: а) двух ремней ($i_1 < i_{013} < i_3$); б) трех ремней ($i_1 < i_2 < i_{0123} < i_3$); в) трех ремней ($i_1 < i_{0123} < i_2 < i_3$); г) четырех ремней ($i_1 < i_2 < i_{01234} < i_3 < i_4$).

на рис. 2в. При этом коэффициент эластичности вновь установленного ремня и передаточное число между ручьями, огибаемыми им оказались такими, что ремень 2, который при наличии трех ремней был тормозящим, теперь — в четырехручьевой передаче, стал тяговым.

II. РАБОТА ДВУХ И МНОГОРУЧЬЕВОЙ ПЕРЕДАЧИ ПОД НАГРУЗКОЙ ПРИ НАЛИЧИИ РАЗНИЦЫ В ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЛАХ МЕЖДУ РУЧЬЯМИ, ОГИБАЕМЫМИ ПАРАЛЛЕЛЬНО РАБОТАЮЩИМИ РЕМНЯМИ

Уравнения для определения окружных сил, передаваемых каждым из ремней двухручьевого передачи при работе ее под нагрузкой получены в следующем виде:

$$P_1 = \frac{\lambda_2(P_v + P_x) + \frac{i_2 - i_1}{i_p} F}{\lambda_1 + \lambda_2} \quad (8)$$

$$P_2 = \frac{\lambda_1(P_v + P_x) - \frac{i_2 - i_1}{i_p} F}{\lambda_1 + \lambda_2}, \quad (9)$$

где P_v и P_x — соответственно сила внешних сопротивлений и сила сопротивлений, возникающая при работе передачи вхолостую.

Из уравнения (9) видно, что сила P_2 будет тормозящей тогда, когда

$$(P_v + P_x) < \frac{i_2 - i_1}{i_p} \cdot \frac{F}{\lambda_1}. \quad (10)$$

Наибольшее значение тормозящая сила имеет при абсолютно холостом ходе. При возникновении на ведомом шкиве некоторого момента от сил сопротивлений произойдет, по сравнению с абсолютно холостым ходом, уменьшение тормозящей силы на величину

$$\Delta P_2 = \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2} (P_v + P_x) \quad (11)$$

и увеличение тяговой силы на величину

$$\Delta P_1 = \frac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} (P_v + P_x). \quad (12)$$

Когда в результате дальнейшего роста сил сопротивлений, сумма $P_v + P_x$ достигнет значения, при котором

$$(P_v + P_x) = \frac{i_2 - i_1}{i_p} \cdot \frac{F}{\lambda_1}, \quad (13)$$

тормозящая сила исчезнет.

При $(P_v + P_x) > \frac{i_2 - i_1}{i_p} \cdot \frac{F}{\lambda_1} \quad (4)$

сила P_2 станет тяговой. Теперь мощность обоими ремнями подводится к ведомому шкиву.

Из зависимости (11) и (12) следует, что силы P_1 и P_2 изменяются на величины обратно пропорциональные значениям коэффициентов эластичности ремней.

Далее рассмотрена физическая сторона явления, происходящего в передаче при изменении величины, передаваемой ею полезной нагрузки. Сущность его состоит в том, что возникновение на ведомом валу момента сил сопротивлений сопровождается падением угловой скорости ведомого шкива. При этом уменьшается разница между угловой скоростью ведомого шкива и угловой скоростью, которую стремится ему сообщить тормозящий ремень. В результате тормозящая сила уменьшается. Когда сумма сил сопротивлений достигнет значения, определяемого равенством (13), угловая скорость ведомого шкива станет равной той, которую стремится ему сообщить ранее тормозящий ремень. При этом тормозящее действие ремня прекращается. Ремень становится свободным. Дальнейшее увеличение момента сил сопротивлений и происходящее при этом падение угловой скорости ведомого шкива приведет к тому, что ранее свободный ремень теперь стремится увеличить угловую скорость ведомого шкива и таким образом становится тяговым.

Если напряжения от предварительного натяжения в параллельно работающих ремнях неодинаковы, то

$$\frac{\Delta \varphi_1}{\Delta \varphi_2} = \frac{\lambda_2 \sigma_{02}}{\lambda_1 \sigma_{01}}, \quad (15)$$

где $\Delta \varphi_1$ и $\Delta \varphi_2$ — изменения коэффициентов тяги, обусловленные изменением передаваемой нагрузки.

Условия работы ремней при работе передачи под нагрузкой удобно также определять с помощью кривых скольжения. Относительное расположение их и обозначения на рис. 3 такие же, как на рис. 1а.

Если при передаче некоторой нагрузки, значение тяговой силы достигнет величины P'_1 (рис. 3), то при этом относительное положительное скольжение увеличится на $\Delta \xi_{c_1}$, а относительное отрицательное скольжение уменьшится на $\Delta \xi_{c_2} = \Delta \xi_{c_1}$. В результате передаточное число передачи изменится и станет равным i' . При этом величина тормозящей силы уменьшится и станет равной P'_2 . Вектор ab , расположенный между кривыми скольжения 1 и 2, представляет, в принятом масштабе, величину нагрузки $(P_v + P_x)$ передаваемой передачей. Прямая, проведенная параллельно оси ординат через точку пересечения кривых скольжения O пересекает вектор ab на два вектора. Один из них ΔP_1 , определяет величину, на которую

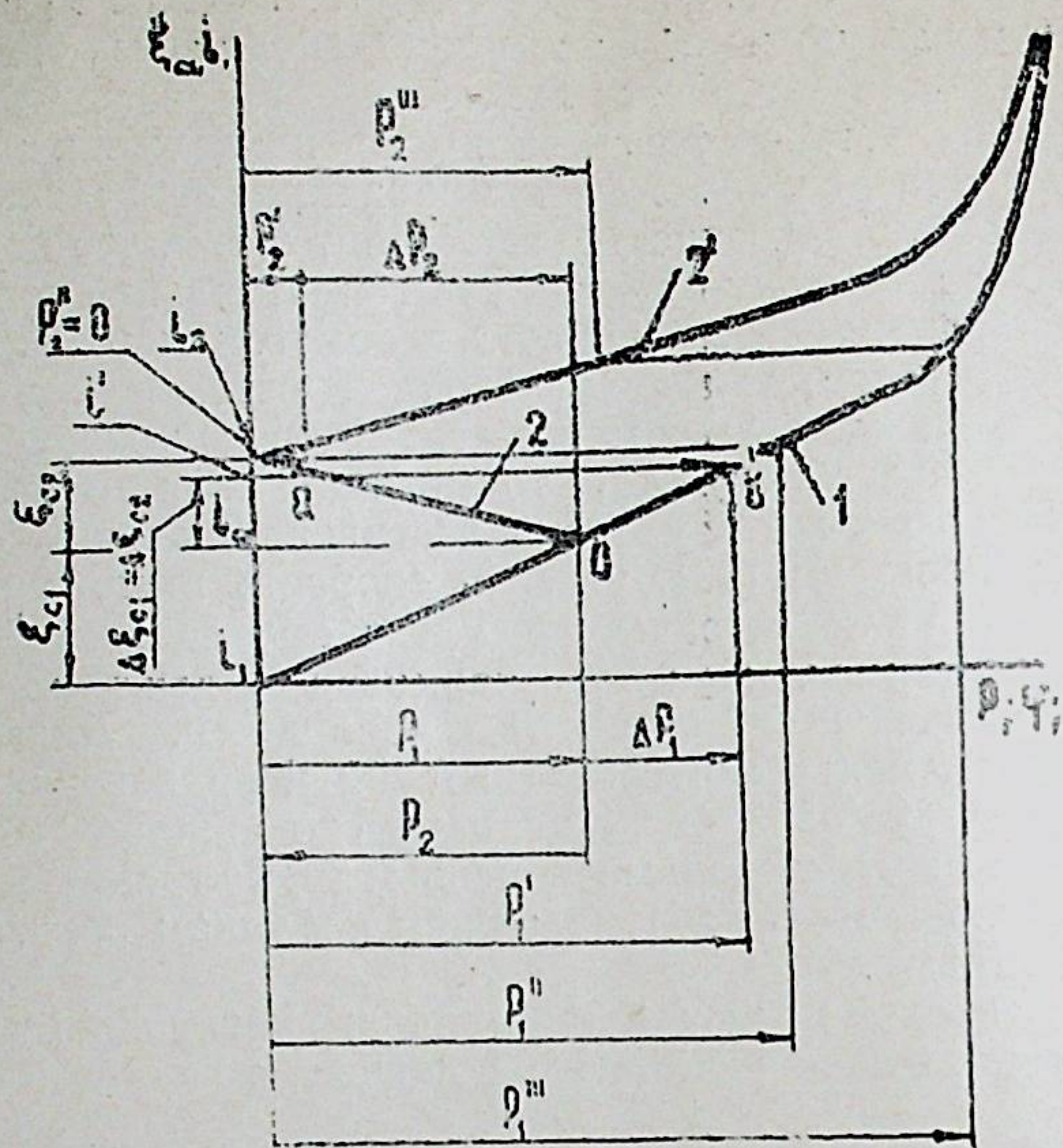


Рис. 3. Определение, с помощью кривых скольжения, величин окружных сил, передаваемых отдельными ремнями передачи при работе ее под нагрузкой ($\sigma_{01} = \sigma_{02}$).

возросла тяговая сила, а другой ΔP_2 — величину, на которую уменьшилась тормозящая сила. При одинаковых значениях коэффициентов эластичности ремней углы наклона кривых были бы одинаковы. В этом случае $\Delta P_1 = \Delta P_2$. На рис. 3 $\lambda_1 > \lambda_2$, поэтому $\Delta P_1 < \Delta P_2$. По мере увеличения нагрузки, окружное усилие, передаваемое тяговым ремнем достигнет величины $P_1' = P_v + P_x$, определяемой из равенства (13). При этом тормозящая сила равна нулю. Точка i_2 на оси ординат соответствует моменту перехода ремня 2 от работы в режиме торможения к работе в тяговом режиме. При дальнейшем возрастании нагрузки ремень 2 становится тяговым. Степень его нагружения иллюстрируется кривой положительного скольжения $2'$, начало которой расположено в точке i_2 . На рис. 3 видно, что когда ремень 1 передает окружную силу P_1'' , ре-

мень 2 передает окружную силу P_2'' , работая со значительной недогрузкой.

Различие в условиях работы ремней одного комплекта определяется наиболее полно разницей между значениями коэффициентов тяги, при которых они работают. Эта разница с увеличением передаваемой нагрузки остается постоянной, если $\lambda_1 \sigma_{01} = \lambda_2 \sigma_{02}$, увеличивается при $\lambda_1 \sigma_{01} < \lambda_2 \sigma_{02}$ и уменьшается при $\lambda_1 \sigma_{01} > \lambda_2 \sigma_{02}$.

Далее рассмотрена многоручьевая передача. Проведенные исследования показали, что в передаче с числом ремней, равным n окружное усилие, передаваемое K -ым ремнем

$$P_k = \frac{i_0 - i_k}{i_0} \cdot \frac{F}{\lambda_k} + \frac{P_v + P_x}{\lambda_k \left(\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_k} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \right)}, \quad (16)$$

где первое слагаемое определяет величину окружного усилия, вызванную разницей в передаточных числах между отдельными ручьями, второе — ту долю полного окружного усилия, которая обусловлена наличием силы $(P_v + P_x)$.

K -ый тормозящий ремень становится свободным при

$$P_v + P_x = \frac{i_k - i_0}{i_0} F \left(\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_k} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \right). \quad (17)$$

Из последней зависимости видно, что величина нагрузки, при которой K -ый тормозящий ремень становится свободным возрастает с увеличением числа ремней передачи и с уменьшением значений коэффициентов эластичности ремней.

Далее получены зависимости для определения разницы между окружными силами, передаваемыми любой парой ремней многоручьевой передачи.

Степень использования тяговой способности каждого из ремней многоручьевой передачи для наиболее общего случая, когда при наличии разницы в передаточных числах между ручьями, огибаемыми параллельно работающими ремнями, имеется разница в значениях коэффициентов λ и в величинах напряжений от предварительного натяжения, удобно определять с помощью кривых скольжения, построенных в зависимости от коэффициентов тяги. Эти кривые для четырехручьевой передачи, у которой $i_1 < i_2 < i_3 < i_4$ и $\sigma_{03} \lambda_3 > \sigma_{04} \lambda_4 > \sigma_{02} \lambda_2 > \sigma_{01} \lambda_1$ представлены на рис. 4. Из последнего видно, что если ремень 1 при передаче приводом некоторой нагрузки работает при коэффициенте тяги равном $\varphi_{1н}$, то ремни 2, 3 и 4 работают при коэффициентах тяги равных соответственно $\varphi_{2н}$, $\varphi_{3н}$ и $\varphi_{4н}$.

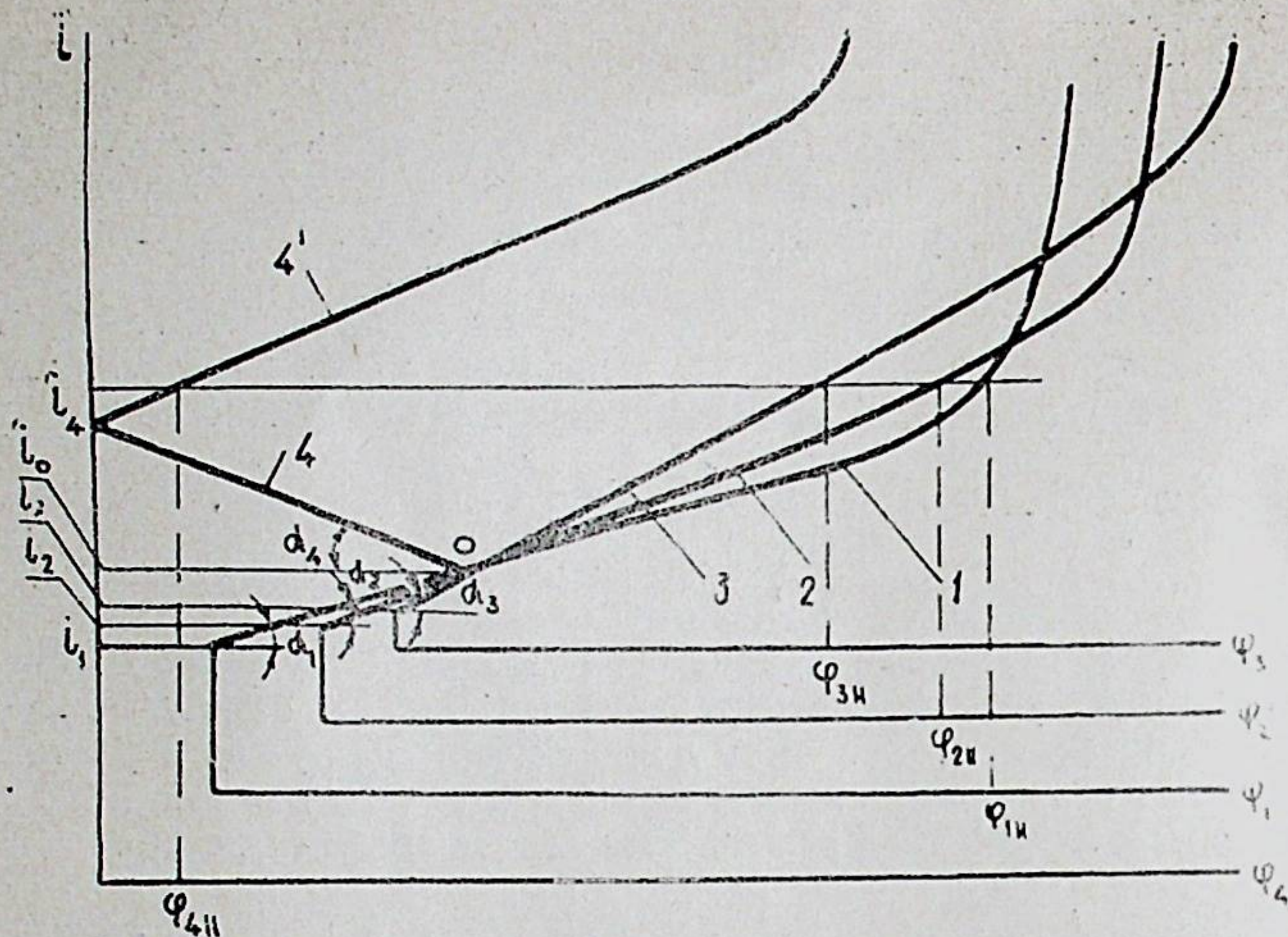


Рис. 4. Определение коэффициентов тяги, при которых работают отдельные ремни передачи при различных значениях σ_0 и λ .

III. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ПАРАЛЛЕЛЬНО РАБОТАЮЩИХ РЕМНЕЙ В КЛИНОРЕМЕННЫХ ВАРИАТОРАХ С ПОДПРУЖИНЕННЫМ ШКИВОМ

В вариаторах с подпружиненным шкивом разница в длинах ремней приводит к разной глубине погружения их в канавки только подпружиненного шкива. Возникающая при этом разница между диаметрами окружностей, по дугам которых располагаются нейтральные линии ремней на ведущем подпружиненном шкиве

$$\Delta D = \frac{2K \Delta Z (1 + i_p)}{\pi K (1 + i_p) + 1 - i_p}, \quad (18)$$

где $K = \frac{l}{D_1 + D_2}$

Здесь l — межосевое расстояние,
 ΔZ — разница в длинах ремней.

Из полученного равенства видно, что при данной разнице в длинах ремней $\Delta D = f(i_p, K)$. Частная производная

$$\frac{\partial \Delta D}{\partial i_p} = \frac{4K \Delta Z}{[\pi K + 1 + (\pi K - 1) i_p]^2} > 0 \quad (19)$$

Следовательно, с увеличением передаточного числа, при постоянном межосевом расстоянии, ΔD возрастает. Отсюда следует, что при данных значениях ΔZ и i_p исследуемая разница будет меньше в том случае, если подпружинен тот из шкивов, на котором нейтральные линии ремней расположены на дугах окружностей больших диаметров.

В вариаторах с одним подпружиненным шкивом и другим нерегулируемым, при изменении передаточного числа изменяется величина K . При подпружиненном ведущем шкиве

$$\frac{\partial \Delta D}{\partial K} = 2 \Delta Z \frac{1 - i_p^2}{[\pi K + 1 + i_p (\pi K - 1)]^2} \quad (20)$$

Таким образом, при $i_p > 1$ увеличение межцентрового расстояния приводит к уменьшению ΔD , а при $i_p < 1$ — к увеличению ΔD .

Изменение передаточного числа и межцентрового расстояния обуславливает изменение углов обхвата подпружиненного шкива ремнями, на дугах которых компенсируется разница в длинах ремней. Этим объясняется влияние i_p и K на величину ΔD .

Анализ уравнений, определяющих величину относительной разности передаточных чисел, вызванную неодинаковой длиной параллельно работающих ремней, показывает, что величина относительной разности передаточных чисел меньше в том случае, когда нейтральные линии ремней на подпружиненном шкиве расположены на дугах окружностей больших диаметров, чем на принудительно регулируемом.

К такому же выводу приводит анализ уравнений, определяющих величину относительной разности передаточных чисел, обусловленную разницей в ширине ремней по нейтральному слою. Размеры ремней могут отличаться одновременно и по длине и по ширине. В зависимости от сочетания этих отклонений получены уравнения для определения разницы между диаметрами окружностей, по дугам которых располагаются нейтральные линии ремней на подпружиненном шкиве.

При перераспределении усилий в ветвях ремня, перемещение его в радиальном направлении в канавке подпружиненного шкива происходит не только за счет деформации ремня,

но и вследствие смещения диска подпружиненного шкива в осевом направлении. В этом случае разница в передаточных числах компенсируется за счет деформации не только ремня, но и пружины. Поэтому в передачах с подпружиненным шкивом термин коэффициент эластичности ремня уместно заменить термином коэффициент эластичности пары ремень — шкив. При наличии подпружиненного шкива и одинаковых значениях модулей упругости ремней в продольном, тангенциальном и поперечном направлениях коэффициенты эластичности пары тяговый ремень — шкив и пары тормозящий ремень — шкив неодинаковы. Когда подпружинен шкив ведущего вала коэффициент эластичности пары тяговый ремень — шкив больше, чем пары тормозящий ремень — шкив. В этом случае при увеличении передаваемой приводом полезной нагрузки, тормозящая сила уменьшается на большую величину, чем возрастает тяговая. В результате разница между значениями коэффициентов тяги, при которых работают ремни, уменьшается. Если подпружинен шкив ведомого вала, то коэффициент эластичности больше у пары тормозящий ремень — шкив и, следовательно, при увеличении полезной нагрузки тормозящая сила уменьшается на меньшую величину, чем возрастает тяговая. В этом случае разница между коэффициентами тяги с увеличением нагрузки растет.

Таким образом, в вариаторе с подпружиненным ведущим шкивом достигается более равномерное распределение нагрузки между ремнями, чем в вариаторе с подпружиненным ведомым шкивом.

IV. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Опытное определение величины относительной разности передаточных чисел производилось на стенде, представляющем собой трехручьевую передачу, ведомый шкив которой выполнен в виде трех отдельных одноручьевых шкивов. Последние получали вращение каждый от своего ремня и вращались независимо друг от друга. Конструкция стенда позволяла устанавливать шкивы различных диаметров и менять межцентровое расстояние, что давало возможность производить испытания клиноременных передач с различными значениями передаточных чисел, длин ремней и их сечений. Относительная разность передаточных чисел определялась по числам оборотов шкивов. Для регистрации этих оборотов на ступицы шкивов были напрессованы эксцентрики, к которым одним концом прижимались тензометрические пластины. При вращении шкивов пластины приводились в колебательное

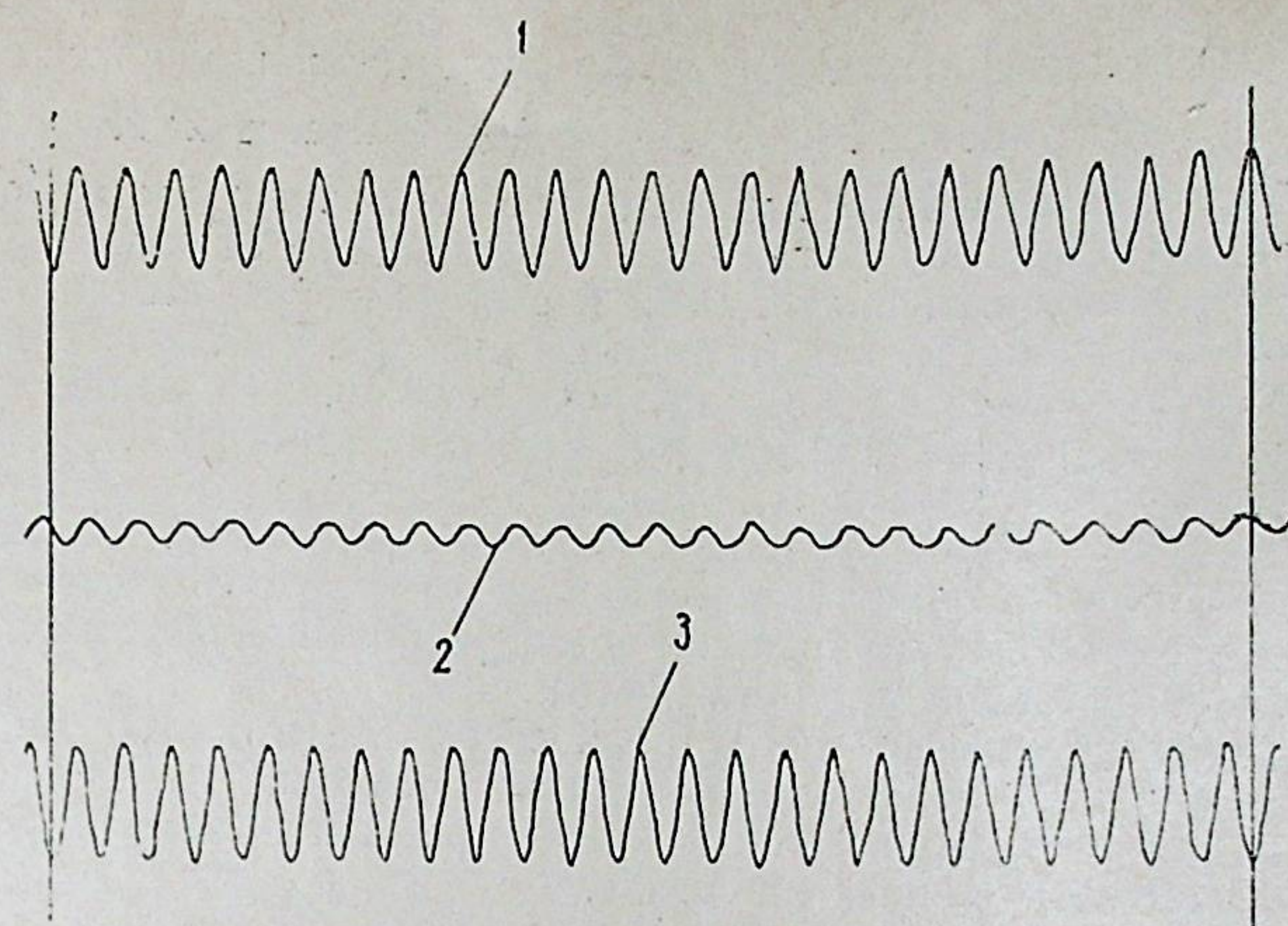


Рис. 5. Оциллограмма чисел оборотов ведомых шкивов.

движение эксцентриками. Эти колебания регистрировались при помощи шлейфового осциллографа К 20—21. При испытаниях на шкивы поочередно надевались разные ремни одной группы. Одна из таких осциллограмм представлена на рис. 5. На ней кривые 1, 2 и 3 регистрируют обороты ведомых шкивов. Одному обороту каждого шкива соответствует один шаг кривой. Для определения относительной разности передаточных чисел отсчитывалось сто шагов (оборотов) на одной кривой, соответствующей одному ведомому шкиву, и определялось на этом же участке осциллограммы число шагов (оборотов — n) на другой кривой, соответствующей другому ведомому шкиву. Отношение $\frac{100-n}{100}$ есть относительная разность передаточных чисел между ручьями, огибаемыми ремнями, приводящими во вращение данную пару ведомых шкивов. Опыты проводились с ремнями сечений Б и В. Результаты обработки осциллограмм показали, что в большинстве случаев имеет место разница в значениях передаточных чисел, относительная величина которой в ряде случаев достигала 0,02.

Величина относительной разности передаточных чисел определялась на стенде также и без осциллографа. Для этого ведущий шкив проворачивался на некоторое целое число оборотов. При этом подсчитывались числа оборотов ведомых

шкивов n_2 и n_3 с возможно точным учетом неполной части оборота каждого из них. Отношение $\frac{n_2 - n_3}{n_2}$ и есть исследуемая величина. Полученные при этом данные хорошо согласуются с результатами обработки осциллограмм. Это дает основание рекомендовать описанный выше способ для определения относительной разности передаточных чисел, а также для комплектации ремней в производственных условиях с целью подбора таких ремней, при которых величина относительной разности передаточных чисел была бы сведена до минимума. В производственных условиях числа оборотов ведомого шкива следует определять при установке на передачу поочередно каждого ремня в канавки, в паре с рабочими поверхностями которых предполагается его работа.

Значения относительных разностей передаточных чисел, полученные на передачах различных машин, изложенным выше способом, достигали, а иногда превышали величин этих разностей, полученных на стенде.

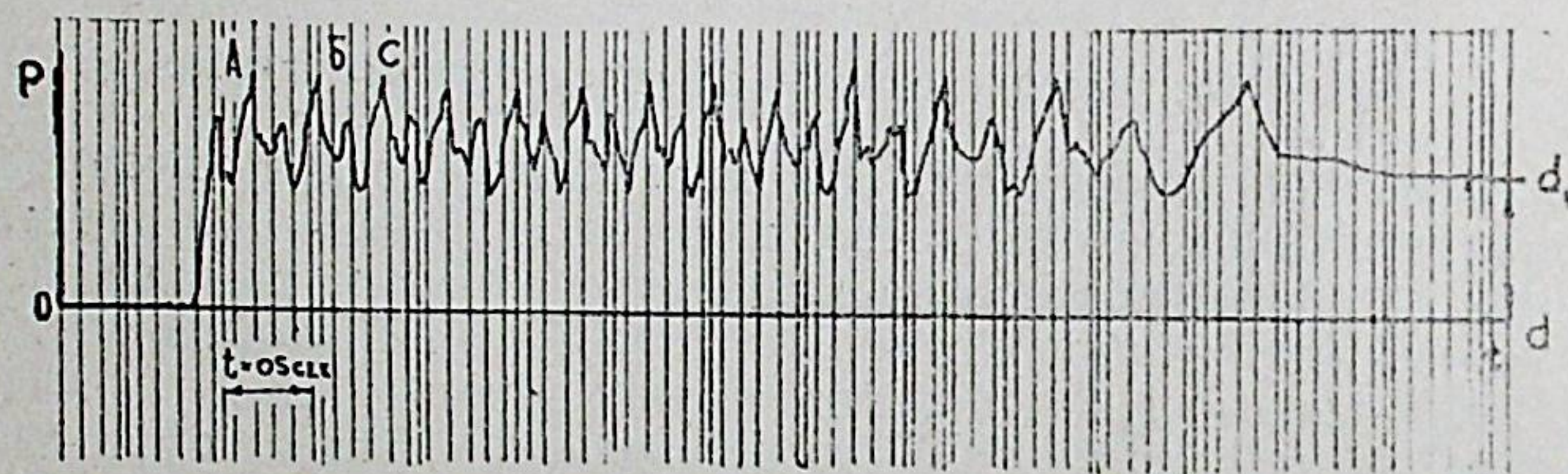


Рис. 6. Осциллограмма тормозящих сил.

На этом же стенде определялась величина тормозящего усилия, обусловленного наличием разницы в передаточных числах. Вначале опыты проводились на двухручьевой передаче при отсутствии внешней нагрузки. Для этого два рядом расположенных ведомых шкива скреплялись между собой тензометрической балочкой. После включения привода, вследствие наличия разницы в передаточных числах, ведомые шкивы стремились повернуться вокруг своих осей на разные углы. При этом балочка изгибалась тормозящей силой, величина которой регистрировалась осциллографом. На рис. 6 представлена одна из таких осциллограмм, снятая при установке на передаче ремней сечения Б при величине относительной разности передаточных чисел, равной 0,014. На этой осциллограмме ординаты кривой, отсчитанные от нулевой линии, представляют собой в некотором масштабе величины тормо-

озящих сил. Как видно из рисунка, величины этих сил непостоянны. Их изменение происходит циклически. Если начало цикла на кривой обозначить точкой А, то конец его будет в точке В. Следующему циклу соответствует участок ВС и т. д. Одному циклу соответствует один пробег ремня. Ордината dd_1 на осциллограмме определяет разность натяжений в ветвях каждого ремня после остановки привода.

Необходимый для определения значений тормозящих усилий масштаб ординат кривой был получен в результате проведенной тарировки. Среднее за цикл значение тормозящей силы определялось методом графического интегрирования и для случая, представленного на рис. 6, составило 10,5 кг.

Влияние значения передаточного числа между ручьями, огибаемыми одним ремнем на величины окружных сил, развиваемых остальными ремнями передачи регистрировалось при помощи осциллографа. В опытах передаточные числа между ручьями, огибаемыми ремнями 1, 2 и 3, приводящими в движение соответственно ведомые шкивы I, II и III определялись соотношением $i_1 > i_3 > i_2$. Средний ведомый шкив II посредством тензобалочки был заблокирован с рядом расположенным ведомым шкивом III. Ко II-му шкиву также крепилась другая тензобалочка, обращенная в сторону ведомого шкива I, но не скрепленная с ним. При включении привода шкив I вращался независимо от заблокированных шкивов и на осциллограмме (рис. 7) регистрировалось тормозящее усилие, развиваемое только ремнем 3 (кривая 1 слева от сечения А—А). При дальнейшей работе передачи, вследствие неодинаковых угловых скоростей ведомого шкива I и заблокированных шкивов, тензобалочка, обращенная в сторону шкива I стыковалась со специальным упором на нем. Возникающее при этом тормозящее усилие, развиваемое ремнем 1, передавалось на заблокированные шкивы через тензобалочку и при помощи последней регистрировалось на осциллограмме в виде кривой 2. Вследствие возникновения тормозящей силы со стороны ремня 1, тормозящее действие ремня 3, при соотношении в передаточных числах, имевших место при испытании, не только уменьшилось, но ремень 3 стал даже тяговым (кривая 1 справа от сечения Б—Б). При этом отсчет величин окружных сил, развиваемых ремнем 1 производился от верхней нулевой линии, а окружных сил, развиваемых ремнем 3 от нижней нулевой линии. Окружные силы, передаваемые ремнем 2, определялись с помощью осциллограммы из условия, что сумма окружных сил равна при абсолютно холостом ходе нулю.

Величины окружных сил, передаваемых отдельными ремнями определялись также по разнице между натяжениями в ветвях каждого ремня. Полученные при этом результаты мало отличались от соответствующих значений, полученных при обработке осциллограмм. Поэтому о распределении нагрузки между параллельно работающими ремнями в производственных условиях можно судить по разнице между натяжениями ветвей каждого ремня.

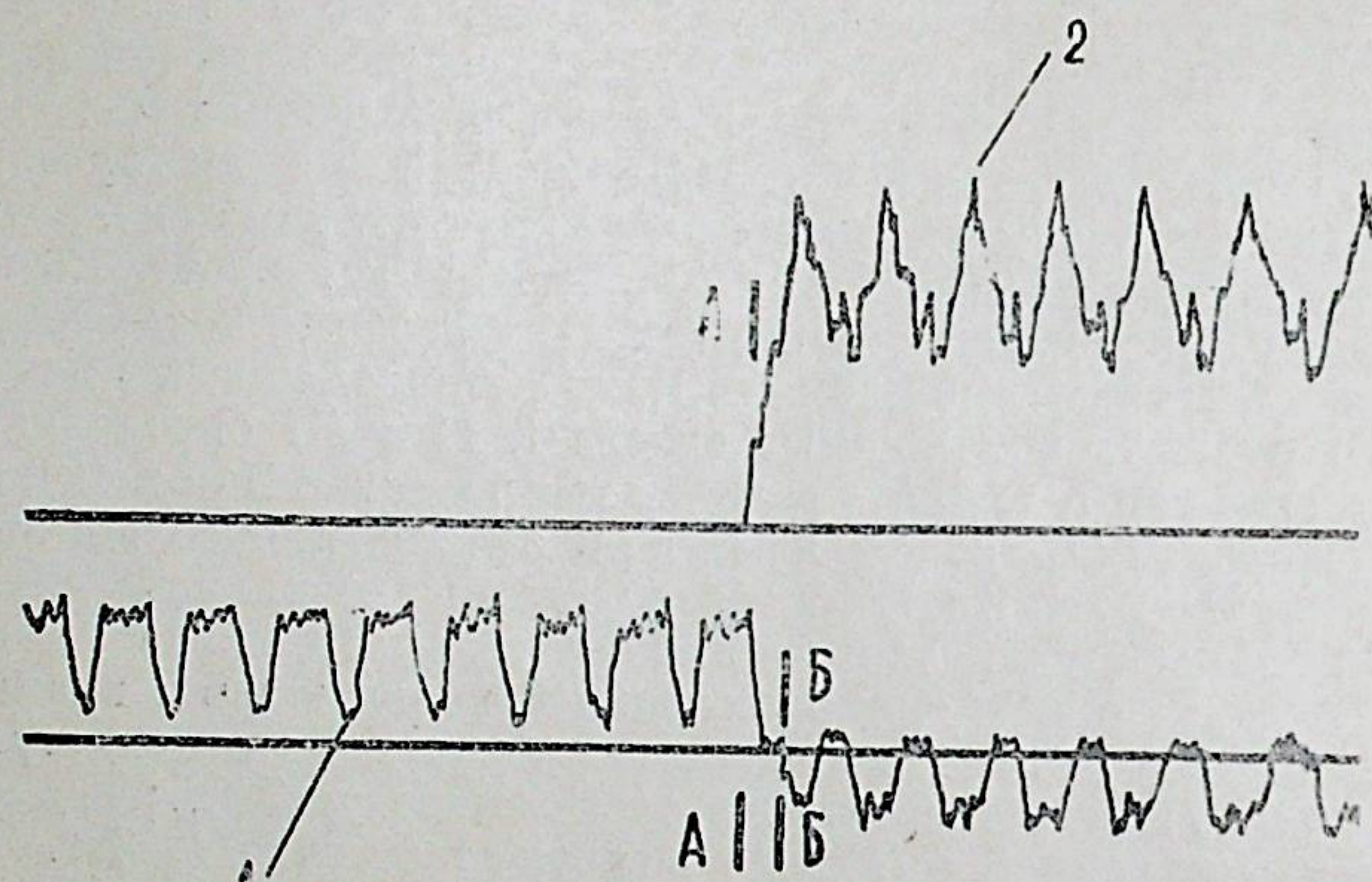


Рис. 7. Осциллограмма, регистрирующая влияние значения передаточного числа между ручьями, огибаемыми одним ремнем на величины окружных сил, передаваемых остальными ремнями передачи.

Наличие в передаче ведущего подпружиненного шкива увеличивает коэффициент эластичности пары тяговый ремень—шкив, обуславливая этим уменьшение тормозящих усилий. Это положение подтверждено экспериментально. Для этого на стенде вместо ведущего вала с обычным двухручьевым шкивом был установлен вал с двумя подпружиненными шкивами, диски которых, при необходимости, фиксировались на валу в осевом направлении. При такой конструкции шкивов снимались три осциллограммы:

- первая — при застопоренных подвижных дисках;
- вторая — при подпружиненном диске шкива, работающего в паре с тяговым ремнем;
- третья — при подпружиненных дисках обоих шкивов.

Ординаты, определяющие величины тормозящих усилий на второй осциллограмме значительно меньше, чем на первой, что является следствием существенного увеличения коэффициента эластичности пары тяговый ремень—шкив. Величины ординат на третьей осциллограмме уменьшились незначительно по сравнению с их значениями на второй. Это объясняется относительно небольшим увеличением коэффициента эластичности пары тормозящий ремень—шкив.

Процесс уменьшения тормозящего усилия и переход ремня от работы в режиме торможения к работе в тяговом режиме по мере увеличения передаваемой приводом полезной нагрузки также подтвержден экспериментально. При испытаниях внешняя нагрузка на привод создавалась и плавно увеличивалась генератором постоянного тока, соединенным с ведомым валом передачи. Шкив, жестко закрепленный на этом валу, приводился во вращение от тягового ремня 1, а рядом расположенный шкив, установленный на этом же валу на шарикоподшипнике и соединенный с первым посредством тензометрической балочки — от тормозящего ремня 2. На осциллограмме кривая, регистрирующая величину и направление окружного усилия, передаваемого ремнем 2 при отсутствии внешней нагрузки, располагалась над нулевой линией. При возникновении и увеличении нагрузки эта кривая приближалась к нулевой линии, пересекала ее и располагалась под ней, что соответствовало работе ремня 2 в тяговом режиме.

Произведенные расчеты показали, что экономический эффект за счет повышения только к. п. д. передачи, достигаемого путем правильного подбора ремней одного комплекта составляет более 200 000 руб. в год на 1,0 млн. условных единиц клиновых ремней.

Выводы и рекомендации диссертации включены во «Внутренние нормы ТСКБ текстильных машин», а методы подбора ремней одного комплекта в производственных условиях в «Инструкцию по эксплуатации текстильных машин».

V. ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Отклонения в размерах и в расположении корда ремней одной группы, а также в размерах канавок шкивов в ряде случаев вызывают значительную разницу в передаточных числах между ручьями, огибаемыми параллельно работающими ремнями. В результате условия работы ремней одного комплекта существенно отличаются друг от друга. При этом одна часть ремней может работать при коэффициенте тяги, близ-

ком к его максимальному значению, другая — со значительной недогрузкой и третья — оказывать тормозящее действие.

2. Условия работы ремней тем больше отличаются друг от друга, чем больше относительная разность передаточных чисел между ручьями, огибаемыми параллельно работающими ремнями и чем меньше значения их коэффициентов эластичности при данной разнице в передаточных числах. Поэтому подбор комплектов ремней с малыми значениями коэффициентов эластичности, в частности кордшнуровых, следует производить с особой тщательностью.

3. Относительная разность передаточных чисел, обусловленная одинаковыми отклонениями в размерах ремней в передаче плоскоклиноремной больше, чем в клиноремной.

4. Внешняя нагрузка распределяется между ремнями обратно пропорционально значениям их коэффициентов эластичности.

5. Разница между значениями коэффициентов тяги, при которых работают любые два ремня многоручьевого передаточного механизма увеличивается по мере возрастания передаваемой нагрузки, если $\lambda_{1\sigma_{01}} < \lambda_{2\sigma_{02}}$. Здесь индекс 1 соответствует ремню, работающему при большем значении коэффициента тяги.

6. Циркуляции мощности в большей степени подвержены недогруженные передачи.

7. Величина нагрузки, при которой тормозящий ремень становится свободным возрастает с увеличением числа параллельно работающих ремней и с уменьшением значений коэффициентов эластичности этих ремней.

8. Полученные зависимости позволяют определять величины и направления окружных сил, передаваемых отдельными ремнями многоручьевого передаточного механизма. С помощью этих же зависимостей могут быть определены величины нагрузок, при которых каждый из тормозящих ремней проходит свободное состояние.

9. Предлагаемое в диссертации относительное расположение кривых скольжения позволяет судить о величине и направлении нагрузки, передаваемой каждым ремнем многоручьевого передаточного механизма.

10. Относительная разность передаточных чисел, вызванная одинаковыми отклонениями в размерах ремней в клиноремных вариаторах с подпружиненным шкивом больше, чем в обычных клиноремных передачах.

11. В вариаторах, работающих, как повышающая или как понижающая передача, относительная разность передаточных чисел, обусловленная отклонениями в размерах ремней бу-

дет меньше в том случае, когда подпружинен шкив большего диаметра.

12. При подпружиненном ведущем шкиве обеспечивается более равномерное распределение нагрузки по ремням, чем при подпружиненном ведомом шкиве.

13. Чем меньше жесткость пружин, тем равномернее распределяется нагрузка между ремнями.

14. Различие в передаточных числах между ручьями, огибаемыми параллельно работающими ремнями, можно значительно уменьшить или полностью исключить, комплектуя ремни методом подробно изложенным в диссертации.

Результаты исследований были доложены:

1. На третьей всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 17—20 сентября 1968 г.

2. На научно-технических конференциях в Ташкентском политехническом институте в 1967, 1968, 1969, 1970 и 1971 гг.

3. На заседании Технического Совета Специального конструкторского бюро по текстильным машинам в феврале 1971 г.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Явлинская Р. Г. О двухручьевом клиноремном приводе вентилятора хлопкоочистителя УПХ-1,5Б. «Механизация хлопководства», 1966, № 11.
2. Явлинская Р. Г. О распределении нагрузки между параллельно работающими ремнями в клиноремном приводе. Третья научно-техническая конференция по вариаторам и передачам гибкой связью. Тезисы докладов, Одесса, 1968 г.
3. Явлинская Р. Г. К методике подбора комплекта ремней привода копильника бетоно-смесительной установки С-780. Сборник материалов по итогам научно-исследовательских работ ТашПИ за 1966, Ташкент, 1968.
4. Явлинская Р. Г. Клиноремные передачи в строительных машинах. Сборник материалов по итогам научно-исследовательских работ ТашПИ за 1966 год. Ташкент, 1968 г.
5. Явлинская Р. Г. Определение тормозящих усилий в приводе вентилятора хлопкоочистителя УПХ-1,5Б. «Механизация хлопководства», 1969, № 1.

6. Явлинская Р. Г. Влияние нагрузки на условия работы двухручьевого клиноременного привода. Труды ТашПИ. Вопросы прочности и износостойкости деталей машин, вып. 54, Ташкент, 1969 г.
7. Явлинская Р. Г. О работе клиноременного вариатора с подпружиненным шкивом. Труды ТашПИ. Вопросы прочности и износостойкости деталей машин, вып. 54, Ташкент, 1969 г.
8. Явлинская Р. Г., Сулейманов И. С. О плоскоклиноременной передаче. Труды ТашПИ. Вопросы прочности и износостойкости деталей машин, вып. 54, Ташкент, 1969 г.
9. Явлинская Р. Г. Влияние износа ремней на условия работы привода вентилятора хлопкоочистителя УПХ-1,5Б. «Механизация хлопководства», 1969, № 12.
10. Явлинская Р. Г. К определению окружных сил, передаваемых отдельными ремнями передачи. «Механизация хлопководства», 1970, № 10.
11. Явлинская Р. Г. О разнице между окружными силами, передаваемыми ремнями двухручьевой клиноременной передачи. «Каучук и резина», 1971, № 6.

Р 18064. Сдано в набор 30IX-71 г. Подписано в печать 3/XI-71 г.
Объем 1,5 п. л. Тираж 200. Формат бум. 60×90^{1/16}. Заказ 2848.

Ташкент, пр. Радиальный, 10. Типография № 4.