

# КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА КАТУШЕК ОЧЕСКОВОЙ РОВНИЧНОЙ МАШИНЫ Р-216-ЛО

Владимир УСЕНКО, Иван ЗЫКОВ, Татьяна ПРОКУДИМОВА

Московский государственный университет технологий и управления имени К.Г. Разумовского.  
Филиал в г. Орехово-Зуево

**Резюме:** В статье представлены кинематический и силовой расчеты двух вариантов привода катушек оческовой ровничной машины Р-216-ЛО. По результатам расчетов установлены зависимости, которые позволяют выбрать наиболее благоприятный вариант привода катушек с точки зрения уменьшения мощности и нагрузок на элементы привода, а так же повышения качества вырабатываемой ровницы.

**Ключевые слова:** передаточное отношение, обратная связь, катушка, дифференциал, мощность, вариатор, водило, центральные колеса.

Привод катушек (рисунок 1) содержит дифференциал с тремя соосными валами, ведущее звено которого водило ( $\beta$ ) жестко посажено на главном валу машины I. На осях водила свободно вращаются сателлиты  $Z_2$ , одновременно сцепляющиеся с центральными колесами – ведомым  $Z_1$  внутреннего и  $Z_3$  внешнего зацепления.

Поскольку простановка индексов 1 или 3 производится совершенно произвольно, то в дальнейшем ведущим центральным колесам будем присваивать индекс – 3.

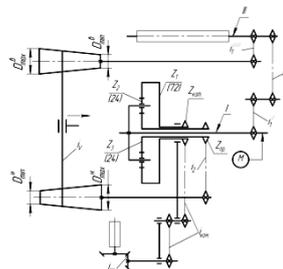


Рис. 1 Схема кинематическая привода катушек ровничной машины Р-216-ЛО [1]

Соосные валы водила и колеса  $Z_3$  внешнего зацепления. Соосные валы водила, и колеса  $Z_3$  связаны между собой обратной связью (ОС), включающей простые цепные передачи с передаточными отношениями  $i_1'$ ,  $i_1''$ ,  $i_1'''$ ,  $i_2$  и коноидный вариатор скорости принудительного управления. Передаточное отношение  $i_v$  последнего от начала до конца намотки катушки изменяется от  $i_{vmax}$  до  $i_{vmin}$ .

Таким образом, здесь имеет место двойной привод к ведомому валу колеса  $Z_1$  от одного и того же главного вала, с одной стороны, через водило с постоянной частотой вращения  $n_v$  и, с другой стороны, через приемную звездочку  $Z_{пр}$ , сидящую на втулке колеса  $Z_3$ , с переменной частотой вращения от вариатора. На ведомом валу обе частоты вращения складываются и суммарная переменная по величине частота вращения  $n_1$  от катушечной звездочки  $Z_{кат}$ , жестко закрепленной на втулке колеса  $Z_1$ , через компенсатор  $i_{ком}$ . (цепной шарнирно-эпициклический механизм) и коническую зубчатую передачу  $Z_{кк}$  сообщается катушкам.

С точки зрения структуры рассматриваемый привод катушек представляет собой замкнутую регулируемую дифференциальную передачу [2].

Рассмотрим кинематические связи в данном механизме. Связь между частотами вращения звеньев дифференциала установим по формуле Виллиса

$$i_{13}^{\beta} = \frac{n_1 - n_{\beta}}{n_3 - n_{\beta}}, \quad (1)$$

Эта формула справедлива независимо от наличия или отсутствия обратной связи.

Отсюда сразу же получаем частоту вращения  $n_1$  колеса  $Z_1$

$$n_1 = i_{13}^E n_3 + n_E (1 - i_{13}^E), \quad (2)$$

где  $n_1, n_3, n_E$  – частоты вращения центральных колес  $Z_1, Z_3$  и водила ( $\epsilon$ );

$i_{13}^E$  – передаточное отношение дифференциала при остановленном водиле.

Теперь из рассмотрения ОС определяем частоту вращения  $n_3$  колеса  $Z_3$

$$n_3 = n_E i_1 i_2 i_V, \quad (3)$$

где  $i_1 = i_1^I i_1^{II} i_1^{III}$  – передаточные отношения цепных передач между главным валом и выпускным цилиндром II вытяжного цилиндра;

$i_2$  – передаточное отношение между валом нижнего коноида и приемной звездочкой  $Z_{пр}$  дифференциала.

Подставляя  $n_3$  из (3) в (2), получим после преобразований уравнение

$$n_1 = (i_1 i_1^E i_2 i_V + (1 - i_{13}^E)) n_E, \quad (4)$$

в котором частота вращения  $n_1$  ведомого вала есть линейная функция от  $i_V$ .

Отсюда определяем общее передаточное отношение  $i_0$  всей замкнутой регулируемой дифференциальной передачи

$$i_0 = \frac{n_1}{n_E} = i_1 i_2 i_V i_{13}^E + (1 - i_{13}^E), \quad (5)$$

которое является линейной функцией передаточного отношения ОС.

Согласно кинематической схеме частота вращения  $n_k$  катушек равна

$$n_k = n_1 i_k,$$

где  $i_k$  – передаточное отношение передач между катушечной звездочкой  $Z_{кат}$  и катушками, равное  $i_k = i_{ком} i_{кк}$ ;

$i_{ком}$  – передаточное отношение компенсатора (цепного шарнирно-эпициклического механизма);

$i_{кк}$  – передаточное отношение зубчатой конической передачи между прутковым валом верхней каретки и катушками.

Исследуем передачи ОС с точки зрения снижения нагрузок на детали и энергоемкости привода катушек и повышения качества вырабатываемой ровницы.

Цепные передачи  $i_1^I$  и  $i_1^{II}$ , установленные в приводе вытяжного прибора, вызывают неравномерное движение рабочих органов, что является одной из причин к повышению неровности вырабатываемой ровницы.

Замена цепей зубчатыми ремнями дает возможность исключить это негативное явление и тем самым снизить обрывность и повысить качество продукта, вырабатываемого на ровничных машинах и последующих переходах технологического процесса.

Мычка, выходящая из вытяжного прибора, подвергается кручению. Диапазон круток известен

$(K_{min} \leq K \leq K_{max})$ . Величина крутки зависит от линейной плотности ровницы и изменяется при переаправках машины с помощью крутильных звездочек, установленных в передаче  $i_1^{II}$ . Используя таблицы круток из паспорта машины, выбираются требуемые крутильные звездочки, а по ним из формулы  $K = \frac{C_k}{i_1^{II}}$ , где  $C_k$  – постоянная крутки, вычисляется передаточное отношение  $i_1^{II}$ .

Коноидный вариатор осуществляет изменение частоты вращения катушек и скорости перемещения катушечной каретки в строгом соответствии с первым условием правильного наматывания ровницы на катушку [2]

$$i_V d = C_V,$$

где  $d$  – диаметр намотки, изменяющийся от  $d_{min} = 48$  мм до  $d_{max} = 152$  мм;

$C_V$  – постоянная вариатора.

За время наработки съема происходят изменения следующих параметров: диаметр намотки увеличивается в 3,17 раза ( $d_{max}/d_{min} = 152/48 = 3,17$ ); диапазон регулирования – в 2,14 раза ( $i_{Vmax}/i_{Vmin} = 1,44/0,535 = 2,14$ ); постоянная вариатора от 69,12 до 81,32.

Из представленных расчетов вытекает, что диаметральные размеры коноидов не отвечают условию наматывания.

Известно, что используя симметричное регулирование, когда крайние диаметры верхнего и нижнего коноидов равны ( $D_{max}^E = D_{max}^*$  и  $D_{min}^E = D_{min}^*$ ), можно расширить диапазон регулирования вариатора при меньших его габаритах.

С учетом принятых условий из последнего уравнения будем иметь:

$$i_{Vmax} = \sqrt{\frac{d_{max}}{d_{min}}} = 1,78 \text{ и } i_{Vmin} = \sqrt{\frac{d_{min}}{d_{max}}} = 0,562$$

Отношение  $i_{\text{водил}/\text{водил}} / i_{\text{водил}} = 3,17$  в точности соответствует увеличению диаметра катушки.

Для расчета на прочность элементов привода и определения его к.п.д. необходимо знать моменты, воспринимаемые каждым валом в отдельности. Кроме этого, составление соответствующих уравнений дает возможность установить дополнительные критерии для оценки признанных выгодными с кинематической стороны вариантов всей замкнутой регулируемой дифференциальной передачи в целом.

Обозначим:  $M_1$  – момент, приложенный к колесу  $Z_1$ ;  
 $M_3$  – момент, действующий на колесо  $Z_3$ ;  
 $M_B$  – момент, приложенный к водилу ( $\epsilon$ ).

Связь между этими моментами и передаточными отношениями устанавливается при помощи зависимостей

$$M_3 = i_{13}^B M_1; \quad M_B = (1 - i_{13}^B) M_1 \quad (6)$$

Пользуясь этими уравнениями рассмотрим определение нагрузок на элементы привода катушек для двух вариантов ОС между соосными валами дифференциала.

Известной, как правило, является мощность исполнительных механизмов (в данном случае это мощность  $N_{\text{кат.}}$ , расходуемая катушками). Без учета потерь на трение в передачах привода катушек мощности на главном валу машины (валу водила)  $N_B$  и на выходном валу (валу колеса  $Z_1$ )  $N_1$  будут одинаковыми и равными мощности катушек, а именно  $N_B = N_1 = N_{\text{кат.}}$ .

Если частоты вращения  $n_3$  колеса  $Z_3$  и  $n_B$  водила ( $\epsilon$ ), то мощности на их валах будут  $N_3 = M_3 n_3 / 9,55$ ,  $N_B = M_B n_B / 9,55$ .

Подставляя в последние уравнения, найденные выше значения  $M_B$  и  $M_3$  (формулы (6)),  $n_1$ ,  $n_3$ ,  $i_0$  (формулы (3), (4), (5)) и, принимая во внимание, что

$$M_1 = 9,55 N_1 / n_1, \text{ будем иметь:} \\ N_3 = \frac{i_0 i_2 i_4 i_7 i_{13}^B}{i_0} N_{\text{кат.}} \text{ и } N_B = \frac{(1 - i_{13}^B)}{i_0} N_{\text{кат.}} \quad (7)$$

Очевидно, мощности передаваемые валами водила ( $\epsilon$ ) и колеса  $Z_3$  являются мощностями, передаваемыми через дифференциал и вариатор, т.е.  $N_B = N_{\text{диф.}}$  и  $N_3 = N_{\text{вар.}}$ .

В цепных и ременных передачах направления вращения ведущего и ведомого валов совпадают и их передаточное отношение положительное, а в дифференциалах с центральными колесами внутреннего и внешнего зацепления – отрицательными.

Для передачи (рисунок 1), находим  $i_{13}^B = -\frac{Z_3}{Z_1} = -\frac{24}{72} = -\frac{1}{3}$ , а затем, рассматривая выражение (5) можем написать неравенства:  $i_1 i_2 i_4 i_{13}^B < 0$ ;  $(1 - i_{13}^B) > 0$ ;  $|(1 - i_{13}^B)| > |i_1 i_2 i_4 i_{13}^B|$ .

Теперь, обращаясь к формулам (7), находим

$$N_3 = N_{\text{вар.}} < 0 \text{ и } N_B = N_{\text{диф.}} > 0$$

$$N_{\text{диф.}} = N_{\text{вар.}} + |N_{\text{кат.}}|$$

Отсюда следует, что  $N_{\text{диф.}} > N_{\text{вар.}}$  на абсолютную величину мощности  $N_{\text{кат.}}$ . Избыток мощности  $N_{\text{диф.}}$  объясняется знаком минус при  $N_{\text{вар.}}$ .

Полагая, например, что передаточное отношение ОС  $i_1 i_2 i_4 = 1$ , получим

$$N_{\text{диф.}} = (2/3) N_{\text{кат.}}, \quad N_{\text{вар.}} = (-1/3) N_{\text{кат.}}, \quad N_{\text{кат.}} = M_1 = N_{\text{диф.}} - |N_{\text{вар.}}|$$

Мощность  $N_{\text{вар.}} + |N_{\text{кат.}}|$  передается через дифференциал. Мощность  $N_{\text{кат.}}$  от ведомого вала направляется катушкам, а  $N_{\text{вар.}}$  возвращается к валу водила и здесь, складываясь с  $N_{\text{кат.}}$ , поступает в дифференциал. Следовательно,  $N_{\text{вар.}}$  как бы циркулирует в ОС (рисунок 2).

Наличие в передачах циркулирующей мощности является причиной снижения к.п.д. привода катушек, больших потерь и увеличения нагрузок на звенья дифференциала.

Теперь рассмотрим вариант привода катушек, схема которого представлена на рисунке 3. Эта передача отличается от предыдущей тем, что ведущим является колесо внутреннего зацепления  $Z_3$ , ведомым – водило ( $\epsilon$ ), а ОС установлена между центральными колесами  $Z_3$  и  $Z_1$ .

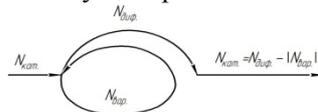


Рис. 2

Обращаясь к формуле (1) и решив ее относительно  $n_B$ , будем иметь

$$n_B = \frac{-i_{13}^B}{1 - i_{13}^B} + \frac{n_3}{1 - i_{13}^B}$$

где  $i_{13}^B = -\frac{z_3}{z_1} = -3$ .

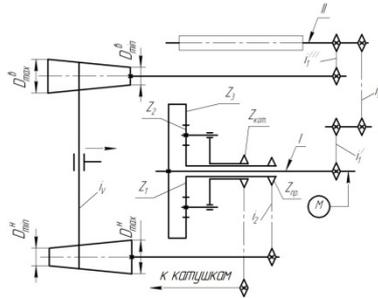


Рис. 3

Определим из рассмотрения ОС частоту вращения  $n_1$

$$n_1 = n_3 i_1 i_2 i_3$$

Подставляя ее в последнее уравнение, получим после некоторых преобразований

$$i_0 = \frac{n_3}{n_2} = \frac{-i_{23}^B}{1-i_{23}^B} + \frac{i_1 i_2 i_3}{1-i_{23}^B} \quad (8)$$

Передаточное отношение  $i_0$ , как и в первом случае, является линейной функцией передаточного отношения ОС, что дает возможность, аналогично предыдущему, легко определить  $N_{\text{вар.}}$  и  $N_{\text{диф.}}$ .

Эти мощности без учета потерь на трение будут

$$N_2 = N_{\text{вар.}} = \frac{i_1 i_2 i_3}{(1-i_{23}^B) i_0} N_{\text{кат.}} \quad N_1 = N_{\text{диф.}} = \frac{-i_{23}^B}{(1-i_{23}^B) i_0} N_{\text{кат.}}$$

Так как дробные части полученных выражений положительные, то  $i_0$  так же больше нуля. Учитывая выражение (8) и сложив мощности вариатора и дифференциала получим

$$N_{\text{вар.}} + N_{\text{диф.}} = N_{\text{кат.}}$$

Отсюда вытекает, что мощность передается двумя потоками: часть ее  $N_{\text{вар.}}$  – через ОС, а другая часть  $N_{\text{диф.}}$  – через дифференциал. На выходном валу водила (6) оба потока мощности складываются и суммарная мощность  $N_{\text{кат.}}$  направляется к катушкам (рисунок 4).

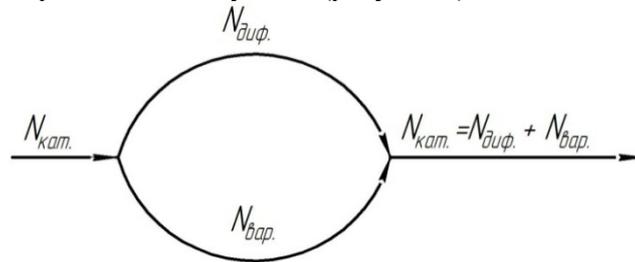


Рис. 4

Для данных, принятых выше,  $N_{\text{вар.}} = 0,25N_{\text{кат.}}$  и  $N_{\text{диф.}} = 0,75N_{\text{кат.}}$ .

Выполнение привода катушек по второму варианту позволяет снизить нагрузки на звенья вариатора в среднем на 33% и повысить к.п.д. привода катушек. Благодаря этому обеспечивается более точное выполнение условий наматывания, что приведет к повышению качества вырабатываемой ровницы.

## Литература

1. Иванов, Л.Н., Эфрос, В.Л. *Ленточные, ровничные и раскладочные машины для переработки льна*. – М.: Легпромбытиздат, 1990
2. Усенко, В.Т., Попов, Э.А., Усенко, А.В. *Основы проектирования кинематических схем машин прядильного производства*. М.: МГТУ им. А.Н. Косыгина, 2002