

УДК 621.3.016:621.565

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ, ВОЗДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ЭЛЕМЕНТЫ МНОГОВИГАТЕЛЬНОГО ГИДРОПРИВОДА ХОЛОДИЛЬНИКА МНЛЗ

Савельев А.Н., к.т.н., доцент кафедры механики и машиностроения (savelyev2000@mail.ru)
Козлов С.В., старший преподаватель кафедры механики и машиностроения
Винокуров Н.Е., магистрант кафедры механики и машиностроения

Сибирский государственный индустриальный университет
(654007, Россия, Кемеровская обл., Новокузнецк, ул. Кирова, 42)

Аннотация. На базе динамической модели многодвигательного привода холодильников машины непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) сформирована математическая модель и выполнена оценка возникающих в приводе низкочастотных динамических процессов. Модель привода холодильников представляет собой восьмимассовую динамическую систему с упругими связями между массами. Описание связей учитывает наличие в них зазоров и демпфирующих свойств. Активная нагрузка в динамической модели описана механической характеристикой гидропривода. В качестве реактивной нагрузки выступает масса подвижных балок и охлаждаемого металла холодильников. Движение всех масс модели описано системой дифференциальных уравнений второго порядка. Интегрирование дифференциальных уравнений выполнялось методом Рунге-Кутты. Для анализа влияния различных факторов на нагрузки, возникающие в приводе холодильника, была написана соответствующая программа для ЭВМ. Оценка динамических процессов в приводе холодильника МНЛЗ показала, что динамическая составляющая нагрузки в элементах машины вертикального перемещения подвижных балок составляет значительную величину. Коэффициент динамичности K_d в элементах привода достигает 2,2 – 2,3. В процессе анализа факторов, влияющих на динамические процессы в приводе холодильника, выявлено, что оптимальное соотношение масс металла, расположенного на холодильнике, и подвижных балок холодильника соответствует значению, близкому к 1,6 – 1,7. Минимальный коэффициент динамичности при этом близок величине 1,5. Характер изменения динамики привода от вязкости рабочей жидкости гидропривода представляет собой плавную понижающуюся линейную зависимость с минимумом, соответствующим значению вязкости жидкости $4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Скорость вертикального перемещения подвижных балок холодильников также оказывает влияние на возникающие в их приводе динамические процессы. При этом, чем выше скорость, тем выше коэффициент динамичности. В рассматриваемых в работе пределах изменения скорости движения подвижных балок холодильника значение K_d меняется от 2 до 2,2. Используемая в работе динамическая модель многодвигательного гидропривода холодильников шагающего типа дает возможность проанализировать возникающие в гидроприводе низкочастотные динамические процессы. В результате появляется возможность выявить степень влияния на низкочастотные колебания в гидроприводе различных конструктивных и энергосиловых условий функционирования такого привода и, используя расчетный инструмент, выработать оптимальные с точки зрения работоспособности конструктивные решения.

Ключевые слова: многодвигательный гидропривод, моделирование динамики, динамическая модель, динамические процессы, коэффициент динамичности, факторы, влияющие на динамический процесс.

DOI: 10.17073/0368-0797-2018-2-149-155

Во многих технологических агрегатах тяжелой промышленности элементы исполнительных механизмов входящих в них машин обладают значительными массами и требуют для их перемещения больших силовых нагрузок. В таких ситуациях все чаще используются многодвигательные приводы, в том числе и гидравлические. К одному из таких видов технологических агрегатов относятся холодильники машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ). На этих агрегатах горячий металл, постепенно перемещаясь вдоль холодильников под действием периодических движений их рабочего органа, остывает до своего товарного состояния.

В абсолютном большинстве случаев на МНЛЗ используются холодильники шагающего типа. В них подвижные балки совершают циклическое поступательное движение в двух плоскостях – в вертикальной

и горизонтальной. В процессе длительной эволюции приводов холодильников инженерные поиски наиболее рационального решения их привода привели к выводу, что самым эффективным является многоцилиндровый гидравлический [1]. Однако параллельно положительным качествам, присущим гидравлическому приводу, выявился ряд отрицательных, сдерживающих процесс широкого применения холодильников такого типа. Наиболее существенным недостатком гидроприводов в этих агрегатах является наличие в их системе значительных динамических процессов.

Результаты анализа надежности работы элементов холодильников МНЛЗ, изложенные в работе [2], показали, что гидроприводы холодильников, которые эксплуатируются более двух десятков лет, достаточно часто (до ста раз в год) выходят из строя. При этом для обеспечения их стабильной работы потребовалось зна-

чительное по сравнению с первоначальным уровнем увеличение прочностных свойств входящих в гидропривод элементов. Так, например, делители потока гидропривода в исходном варианте были рассчитаны на давление в сети до 16 МПа. Для предотвращения выхода из строя они были заменены на делители потока с номинальным давлением 32 МПа, а затем и 64 МПа. Только после установки делителей потока, рассчитанных на давление в 64 МПа, они стали работать без аварийных остановок. При этом статическое давление в цепи гидропривода холодильников оставалось ниже 16 МПа. Отсюда появляется необходимость оценить динамические составляющие нагрузки на элементы привода, которые возникают в процессе работы холодильников, и выявить степень их влияния на работоспособность последних.

Известно, что динамические процессы в оборудовании по своим частотным характеристикам делятся на высокочастотные или волновые процессы и низкочастотные колебания системы, определяемые колебаниями массивных частей технологического агрегата [3, 4, 5]. В настоящей работе поставлена задача рассмотреть процессы, связанные с колебаниями массивных частей привода холодильника. Для этого разработана соответствующая такого рода колебаниям модель и выполнена оценка возникающих при этом динамических низкочастотных колебаний в гидроприводе холодильников МНЛЗ. В качестве холодильника-аналога для нашего случая взят холодильник шагающего типа, устанавливаемый в технологической линии МНЛЗ и состоящий из двух секций.

Движение подвижных балок каждой из секций осуществляется четырьмя вертикальными и двумя горизонтальными цилиндрами, синхронно работающими от разных источников гидроэнергии. В цикле работы вертикального привода балок холодильника существуют участки, соответствующие подводу балки к остывающему металлу и поднятию этого металла. В момент касания подвижных балок металла нагрузка на привод этих балок резко возрастает, а в момент опускания охлаждаемого металла происходит обратный процесс, т.е. нагрузка резко падает. Таким образом, в цикле работы вертикального привода подвижных балок существуют два момента, когда нагрузка на них ступенчато меняется, а соответственно, могут возникать большие динамические ее составляющие. В приводе горизонтального движения подвижных балок холодильников таких перепадов нагрузки нет, что позволяет в оценке динамических процессов сосредоточиться на вертикальном приводе балок холодильника.

На кинематической схеме работы вертикального привода подвижных балок холодильника (рис. 1, а) показано, что цилиндры привода этих балок работают от одной гидросети, подающей энергию на попарно питающиеся цилиндры через делители потока жидкости шестеренного типа. В делителях потока динамические процессы, возникающие на каждом из двигателей, могут вступать во взаимодействие друг с другом. Этот момент с точки зрения характера протекания процессов взаимовлияния динамических колебаний друг на друга является наиболее опасным для целостности элементов оборудования. С учетом этого гидравлическая система многодвигательного привода холодильников МНЛЗ с делителем потока представлена в общем случае восьмимассовой динамической моделью, показанной на рис. 1, б. В этой схеме мето-

динамическая модель гидропривода вертикального движения подвижных балок холодильника (рис. 1, б) показана, что цилиндры привода этих балок работают от одной гидросети, подающей энергию на попарно питающиеся цилиндры через делители потока жидкости шестеренного типа. В делителях потока динамические процессы, возникающие на каждом из двигателей, могут вступать во взаимодействие друг с другом. Этот момент с точки зрения характера протекания процессов взаимовлияния динамических колебаний друг на друга является наиболее опасным для целостности элементов оборудования. С учетом этого гидравлическая система многодвигательного привода холодильников МНЛЗ с делителем потока представлена в общем случае восьмимассовой динамической моделью, показанной на рис. 1, б. В этой схеме мето-

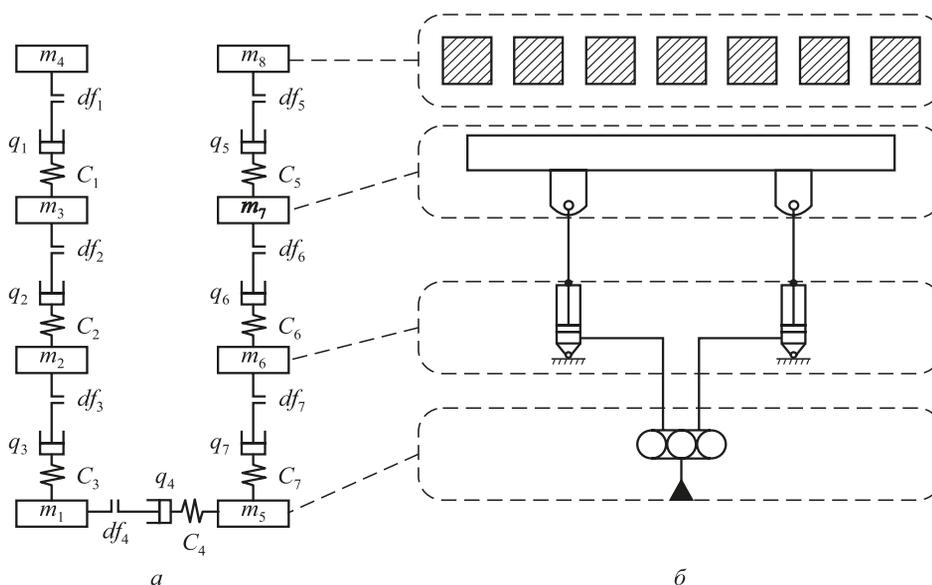


Рис. 1. Динамическая модель гидропривода вертикального движения подвижных балок холодильника: а – кинематическая схема гидропривода; б – динамическая модель привода

Fig. 1. Dynamic model of hydraulic drive of vertical movement of cooler mobile beams: а – kinematic scheme of hydraulic drive; б – dynamic drive model

дом, изложенным в работах [6, 7], сконцентрированы массы и расположенные между ними жесткости подвижных элементов привода.

При формировании динамической модели реальная гидравлическая система была разбита на однородные по конструкции элементы, в результате чего получена многомассовая динамическая система. Эти элементы были приведены к координатам гидроцилиндра, и по принципу концентрации малых масс в точках расположения значительных массовых величин сформирована динамическая модель [8]. Процесс сокращения масс системы контролировался допускаемой величиной отклонения первых трех собственных частот колебаний модели от исходных. Жесткости элементов гидропривода при этом были сконцентрированы между массами системы. К массам модели, которые взаимодействуют с внешней средой, были приложены соответствующие силы внешнего воздействия на гидропривод.

Вышеописанная динамическая модель привода вертикального перемещения подвижных балок холодильников была трансформирована в ее математическую модель [9, 10, 11], представляющую собой систему дифференциальных уравнений движения каждой из масс вида:

$$\begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= \dot{x}_1; & \frac{d\dot{x}_1}{dt} &= \frac{F_1}{m_1}; \\ \frac{dx_2}{dt} &= \dot{x}_2; & \frac{d\dot{x}_2}{dt} &= \frac{F_2}{m_2}; \\ & \dots & & \dots \\ \frac{dx_n}{dt} &= \dot{x}_n; & \frac{d\dot{x}_n}{dt} &= \frac{F_n}{m_n}, \end{aligned}$$

где x_i и \dot{x}_i – перемещение и скорость i -й массы системы; m_i – i -я масса системы.

В математической модели принят ряд допущений, позволяющих значительно ее упростить без принципиальных изменений сути. Во-первых, в модели принято, что на закон движения поршней цилиндров оказывает влияние только упругость жидкости, находящейся в цилиндре и трубопроводах между цилиндром и делителем потока. Во-вторых, в модели считается незначительным влияние динамических процессов, происходящих на участке гидросистемы от насоса до делителя потока. И в-третьих, усилие, возникающее при соприкосновении подвижных балок с металлом, носит ступенчатый характер. С учетом вышесказанного усилия в связях между массами в математической модели описываются уравнениями, учитывающими наличие в связях зазоров и демпфирования динамических составляющих процесса колебаний системы [7, 10, 12, 13]. Модель каждой из связей выражена следующим уравнением:

$$F_{ij} = q(\dot{x}_j - \dot{x}_i) + M_{ij},$$

где

$$M_{ij} = \begin{cases} c_{ij}(x_j - x_i + \Delta_{ij}) & \text{при } (x_j - x_i) < -\Delta_{ij}; \\ 0 & \text{при } -\Delta_{ij} < (x_j - x_i) < 0; \\ c_{ij}(x_j - x_i) & \text{при } (x_j - x_i) > 0, \end{cases}$$

q – коэффициент эквивалентного вязкого демпфирования в упругих связях; x_i и \dot{x}_i – перемещение и скорость i -й массы системы; x_j и \dot{x}_j – перемещение и скорость j -й массы системы; c_{ij} – жесткость упругой связи; Δ_{ij} – зазор в упругой связи.

Усилие технологической нагрузки от массы подвижных балок в математической модели представлено следующим выражением:

$$P_{3(7)} = m_{3(7)}g,$$

где $m_{3(7)}$ – масса подвижных балок, создающая усилие на гидроцилиндр привода; g – ускорение свободного падения.

Усилие технологической нагрузки от массы металла, находящегося на холодильнике в модели, описывается следующим образом:

$$P_{4(8)} = \begin{cases} m_{4(8)}g & \text{при } (x_{4(8)} - x_{3(7)}) \leq 0; \\ 0 & \text{при } (x_{4(8)} - x_{3(7)}) > 0, \end{cases}$$

где $m_{4(8)}$ – масса металла, находящегося на подвижных балках холодильника.

В процессе расчета динамического процесса в приводе необходимо знать зависимость усилия $F_{дв}$, создаваемого гидродвигателем при перемещении металла в вертикальной плоскости. Определяется усилие гидропривода на основании его механической характеристики, выраженной математической зависимостью скорости двигателя от его нагрузки вида [15, 16]:

$$\begin{aligned} \dot{x}_{1(5)} &= \frac{Q_{гн}}{f_{п}} U_{гн} - \frac{a_{гн} p_{гн}}{f_{п}}; \\ F_{дв} &= p_{гн} f_{п} = \frac{f_{п} Q_{гн}}{a_{гн}} U_{гн} - \frac{\dot{x}_{1(5)} f_{п}^2}{a_{гн}}, \end{aligned}$$

где $a_{гн}$ – коэффициент утечек в гидроприводе; $U_{гн}$ – параметр регулирования; $f_{п}$ – площадь поршня; $p_{гн}$ – давление в гидроцилиндре.

На основе математической модели с использованием интегрированной среды программирования «Delphi» написана программа определения динамических процессов в многодвигательном гидроприводе холодильника МНЛЗ. В этой программе интегрирование дифференциальных уравнений осуществляется с помощью стандартной подпрограммы Рунге-Кутты [10, 17 – 19]. Разработанная программа позволила выполнить расчет силовых составляющих нагрузки, возникаю-

щих в элементах той или иной упругой связи модели. В расчете приняты следующие значения масс: $m_1 = 80$ кг, $m_2 = 50$ кг, $m_3 = 18\,750$ кг, $m_4 = 43\,750$ кг, $m_5 = 80$ кг, $m_6 = 50$ кг, $m_7 = 18\,750$ кг, $m_8 = 43\,750$ кг; значения жесткостей составили $C_{1,2,4,5,6} = 9 \cdot 10^{11}$ Н/м, $C_{3,7} = 7 \cdot 10^{11}$ Н/м; значения зазоров в связях составили $\Delta_{2,3,4,6,7} = 5 \cdot 10^{-4}$ м, $\Delta_{1,5} = 5 \cdot 10^{-2}$ м; коэффициенты демпфирования в связях имеют следующие значения $q_{2,3,4,6,7} = 5 \cdot 10^5$ Н·с/м, $q_{1,5} = 3 \cdot 10^9$ Н·с/м.

В результате такого расчета показано, что составляющие в динамических процессах нагрузки, протекающих на низких частотах в многодвигательном гидроприводе холодильников в период подъема подвижных балок сначала без перемещаемого ими металла, а затем вместе с металлом, имеют значительные величины.

Результаты моделирования динамических процессов в вертикальном приводе холодильника шагающего типа приведены на рис. 2, откуда видно, что динамические составляющие нагрузки представляют значительную величину. Наиболее значимые динамические процессы возникают в момент касания подвижных балок находящегося на холодильнике металла. Коэффициент динамичности нагрузки, представляющий собой отношение максимальной нагрузки к статической [17, 20], в этом случае достигает значения порядка 2,2. При этом нагрузки в разных элементах привода значительно отличаются друг от друга.

Учитывая высокую степень воздействия динамических процессов на работоспособность гидропривода холодильника МНЛЗ, в работе проанализировано влияние некоторых факторов на возникающие в приводе нагрузки. Было учтено, что в процессе изготовления непрерывнолитой заготовки длина каждого из полученных в результате раскроя куска металла зависит от требований заказчика и может меняться от 2 до 6 м. При этом меняется и отношение массы заготовок к массе подвижных балок (m_4/m_3). Интервал варьирования этого фактора в процессе работы холодильников при изменении длины раската меняется от 1,12 до 2,29.

Одна из зависимостей выполненной в работе оценки степени влияния соотношения этих масс на динамические процессы в приводе подвижных балок холодильника показана на рис. 3, а. Видно, что с увеличением соотношения масс металла и подвижных балок с 1,1 до 1,6 при постоянных остальных факторах коэффициент динамичности в связях привода холодильника незначительно уменьшается. Затем, при дальнейшем увеличении соотношения масс металла и подвижных балок, интенсивность динамических процессов в приводе холодильника возрастает и при достижении $m_4/m_3 = 2,3$ превышает значение, оцениваемое коэффициентом $K_d = 2$.

На динамическую составляющую нагрузки в приводе подвижных балок холодильника оказывает некоторое влияние и вязкость используемой в приводе рабочей жидкости. Характер влияния коэффициента динамичес-

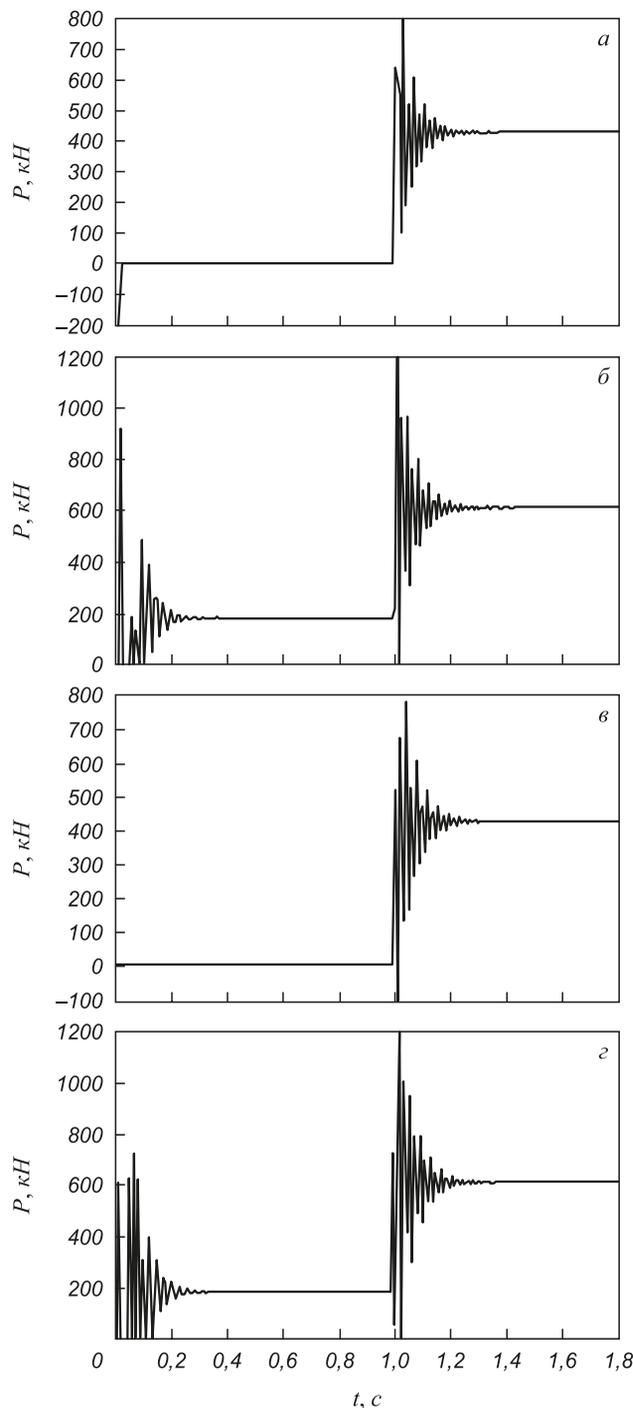


Рис. 2. Характер и величина нагрузок, возникающих в связях между массами динамической модели в первой половине цикла работы привода:

а – характер нагружения элементов привода, составляющих связь 1; б – связь 3; в – связь 5; г – связь 7

Fig. 2. Nature and magnitude of loads arising in links between the masses of dynamic model in the first half of the drive work cycle: а – nature of loading of the drive elements making up the link 1; б – link 3; в – link 5; г – link 7

кой вязкости жидкости на динамические процессы в приводе иллюстрируется кривыми, представленными на рис. 3, б, откуда видно, что с увеличением вязкости жидкости от $1 \cdot 10^{-5}$ до $1 \cdot 10^{-4}$ м²/с коэффициент дина-

мичности в элементах привода снижается. Характер уменьшения коэффициента динамичности от вязкости используемой в гидроприводе рабочей жидкости линейный, K_d изменяется в среднем от 2,2 до 2,0.

В процессе работы холодильника МНЛЗ используются два привода, обеспечивающие вертикальное и горизонтальное движение подвижных балок. Сочетание циклограмм и тахограмм этих приводов позволяет менять скорость движения рассматриваемого в работе вертикального привода в пределах от 0,04 до 0,06 м/с. В этих скоростных пределах степень влияния скорости движения подвижных балок на коэффициент динамичности привода показана на рис. 3, в, откуда следует, что при увеличении скорости движения подвижных балок коэффициент динамичности в связях линейно возрастает. В результате выделяется скоростной участок с минимальным значением коэффициента динамичности, близким 2.

Выводы. Оценка динамических процессов в приводе холодильника МНЛЗ показала, что динамическая составляющая нагрузки в элементах технологического агрегата имеет значительную величину. Коэффициент динамичности в элементах привода достигает 2,2 – 2,3. В процессе анализа факторов, влияющих на динамические процессы в приводе холодильника, выявлено, что оптимальное соотношение масс металла, расположенного на холодильнике, и подвижных балок холодильника соответствует значению, близкому 1,6 – 1,7. Зависимость изменения динамики привода от вязкости рабочей жидкости гидропривода минимальная и наблюдается при вязкости жидкости $4 \cdot 10^{-5}$ м²/с. Скорость вертикального перемещения подвижных балок холодильников также оказывает влияние на возникающие в приводе динамические процессы. При этом, чем выше скорость, тем выше коэффициент динамичности. В рассматриваемых в работе пределах изменения скорости движения подвижных балок холодильника коэффициент динамичности меняется от 2,0 до 2,2. Используемая в работе динамическая модель многодвигательного гидропривода холодильников шагающего типа дает возможность проанализировать возникающие в гидроприводе низкочастотные динамические процессы. В результате появляется возможность выявить степень влияния на низкочастотные колебания в гидроприводе различных конструкционных и энергосиловых условий функционирования данного привода. Используя этот расчетный инструмент, можно выработать оптимальные с точки зрения работоспособности конструктивные решения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины: Учебн. пособие для машиностроительных вузов. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.
2. Савельев А.Н., Козлов С.В. Оценка эксплуатационной надежности холодильника МНЛЗ с гидроприводом. Материалы шест-

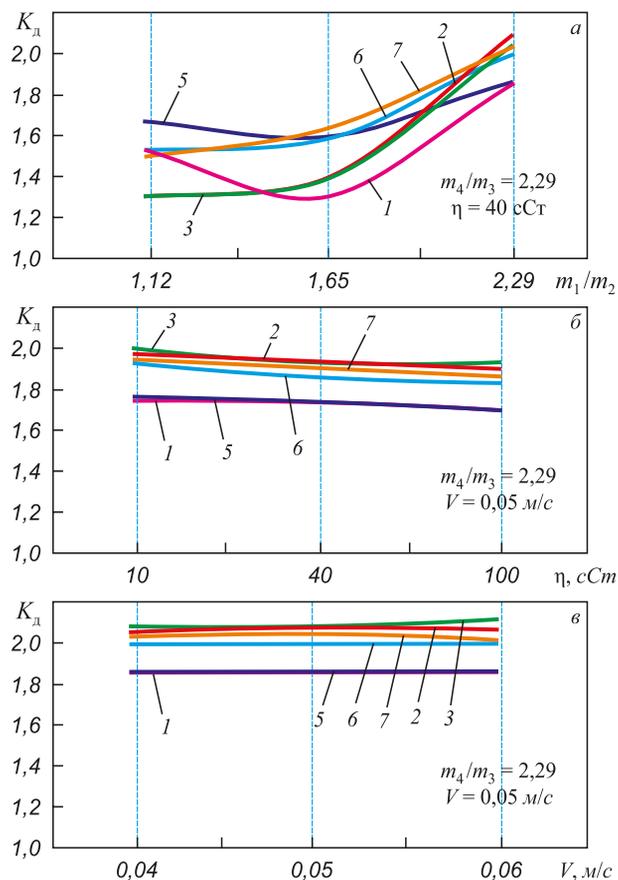


Рис. 3. Оценка влияния ряда факторов на динамические процессы в гидроприводе холодильника:

а – влияние соотношения масс охлаждаемого металла и подвижных балок холодильника; б – влияние вязкости рабочей жидкости; в – влияние скорости движения подвижных балок. 1, 2, 3 и т.д. – номера связей, указанных на динамической модели (рис. 1)

Fig. 3. Evaluation of the influence of a number of factors on dynamic processes in the cooler hydraulic drive:

а – influence of mass ratio of cooling metal and moving beams of the cooler; б – influence of working fluid viscosity; в – influence of movement speed of moving beams. 1, 2, 3 and etc. – numbers of links indicated on the dynamic model (Fig. 1)

надцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. – Новокузнецк: изд. СибГИУ, 2006. С. 152 – 159.

3. Frolov K.V. Modern Problems of Vibrations in the Systems “Man-machine-Environment” // Studies in Environmental Science. 1981. Vol. 13. P. 1 – 41.
4. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиностроения. Основы проектирования машин. – М.: Машиностроение. 1984. – 224 с.
5. Ильин М.М., Колесников К.С., Саратов Ю. Теория колебаний. Учебник для вузов. 2-е изд., стер. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 271 с.
6. Савельев А.Н., Ступаков М.И. Определение динамических нагрузок в технологическом оборудовании. Учебн. пособие. – Новокузнецк: изд. СибГИУ, 1999. – 32 с.
7. Савельев А.Н., Ступаков М.И., Савельев Н.В. Динамика тяжелонагруженных технологических машин. Учебн. пособие. – Новокузнецк: изд. СибГИУ, 2005. – 190 с.
8. Савельев А.Н., Козлов С.В., Анисимов Д.О. Особенности формирования динамических моделей многодвигательных гидроприводов холодильников МНЛЗ // Вестник Сибирского госу-

- дарственного индустриального университета. 2016. № 2 (16). С. 28 – 31.
9. Савельев А.Н. Теория работоспособности технологических машин. – Кемерово: Кузбассвузиздат, 2008. – 225 с.
 10. Shabana A.A. Dynamics of Multibody Systems, 3 edn. Cambridge University Press, Cambridge, 2005.
 11. Асташев В.К., Бабицкий В.И., Вульфсон И.И. Динамика машин и управление машинами: справочник / ред. Г.В. Крейнин. – Москва: Машиностроение, 1988. – 239 с.
 12. Eich-Soellner E., Fuehrer C. Numerical Methods in Multibody Dynamics. Teubner, Stuttgart, 1998.
 13. Amirouche, F. Fundamentals of Multibody Dynamics. Birkhäuser, Boston, 2006.
 14. Трубецков Д.И., Рожнев А.Г. Линейные колебания и волны: Учебное пособие для вузов. – М.: Изд-во физико-математической литературы, 2001. – 416 с.
 15. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
 16. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
 17. Schiehlen W. ed. Multibody Systems Handbook. Springer, Berlin, 1990.
 18. Stoer J., Bulirsch R., Numerische Mathematik 2,4 Auflage, Springer, Berlin, 2000.
 19. Nayfeh A.H., Balachandran B. Applied Nonlinear Dynamics. Wiley, New York, 1995.
 20. Введение в теорию механических колебаний: Учеб. пособ. для вузов / под ред. Я.Г. Пановко. 3-е изд. перераб. – М.: Наука, 1991. – 255 с.

Поступила 3 июля 2017 г.

IZVESTIYA VUZOV. CHERNAYA METALLURGIYA = IZVESTIYA. FERROUS METALLURGY. 2018. VOL. 61. No. 2, pp. 149–155.

DYNAMIC LOADS INFLUENCING ON ELEMENTS OF MULTI-MOTOR HYDRAULIC DRIVE OF CCM COOLER

A.N. Savel'ev, S.V. Kozlov, N.E. Vinokurov

REFERENCES

Siberian State Industrial University, Russia, Novokuznetsk

Abstract. Based on dynamic model of multi-motor drive of continuous casting machine (CCM) coolers, mathematical model is formed and evaluation of low-frequency dynamic processes occurring in the drive is performed. Model of the coolers drive is an eight-mass dynamic system with elastic connections between masses. Description of links takes into account presence of gaps and damping properties in them. Active load in dynamic model is described by mechanical characteristic of hydraulic drive. The cooler moving beams and cooling metal mass are regarded as reactive loads. Motion of all masses of the model is described through the system of second-order differential equations. Integration of differential equations was carried out by Runge-Kutta method. To analyze influence of various factors on loads that arise in cooler drive, a software program was written. Evaluation of dynamic processes in the CCM cooler drive shows that dynamic component of load in the elements of machine for vertical displacement of mobile beams is of a significant value. Dynamic response factor K_d in the drive elements reaches 2.2 – 2.3. Analysis of the factors influencing dynamic processes in the cooler drive reveals that the optimum ratio of masses of metal located in cooler and moving beams of the cooler is close to 1.6 – 1.7. The minimum dynamic coefficient is close to 1.5. The nature of change in drive dynamics due to viscosity of working fluid of hydraulic drive is smoothly decreasing linear dependence with a minimum corresponding to fluid viscosity value of $4 \cdot 10^{-5}$ m²/s. Speed of vertical displacement of the moving beams of the coolers also affects dynamic processes that arise in their drive. At the same time, the dynamic response factor is higher with the higher speed. Within the limits of change in speed of movement of the moving beams of the cooler referred to in the paper, K_d varies from 2 to 2.2. Dynamic model of multi-motor hydraulic drive of cooler of a walking-type used in the work makes it possible to analyze low-frequency dynamic processes occurring in hydraulic drive. As a result, it becomes possible to identify degree of influence of various design and power conditions of operation of hydraulic drive on low-frequency oscillations in it and, to develop optimal design solutions in terms of its operability using calculating tool.

Keywords: multi-motor hydraulic drive, dynamics modeling, dynamic model, dynamic processes, dynamic response factor, factors influencing on dynamic process.

DOI: 10.17073/0368-0797-2018-2-149-155

1. Spivakovskii A.O., D'yachkov V.K. *Transportiruyushchie mashiny: Uchebn. posobie dlya mashinostroitel'nykh vuzov* [Transporting machines: Manual for machine-building universities]. Moscow: Mashinostroenie, 1983, 487 p. (In Russ.).
2. Savel'ev A.N., Kozlov S.V. Estimation of operational reliability of the CCM cooler with hydraulic drive. In: *Materialy shestnadsatoy nauchno-prakticheskoy konferentsii po problemam mekhaniki i mashinostroeniya* [Materials of 16th Sci.-Pract. Conf. on Problems of Mechanics and Mechanical Engineering]. Novokuznetsk: SibGIU, 2006, pp. 152–159. (In Russ.).
3. Frolov K.V. Modern Problems of Vibrations in the Systems “Man-machine-Environment”. *Studies in Environmental Science*. 1981, vol. 13, pp. 1–41.
4. Frolov K.V. *Metody sovershenstvovaniya mashin i sovremennyye problemy mashinostroeniya. Osnovy proektirovaniya mashin* [Methods of improving machines and modern problems of mechanical engineering. Basics of machine design]. Moscow: Mashinostroenie, 1984, 224 p. (In Russ.).
5. Il'in M.M., Kolesnikov K.S., Saratov Yu. *Teoriya kolebaniy. Uchebnik dlya vuzov* [Theory of oscillations. Textbook for universities]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2003, 271 p. (In Russ.).
6. Savel'ev A.N., Stupakov M.I. *Opreделение dinamicheskikh nagruzok v tekhnologicheskoy oborudovaniy. Uchebn. posobie* [Determination of dynamic loads in process equipment. Manual]. Novokuznetsk: SibGIU, 1999, 32 p. (In Russ.).
7. Savel'ev A.N., Stupakov M.I., Savel'ev N.V. *Dinamika tyazhelonagruzennykh tekhnologicheskikh mashin. Uchebn. posobie* [Dynamics of heavy-duty technological machines. Manual]. Novokuznetsk: SibGIU, 2005, 190 p. (In Russ.).
8. Savel'ev A.N., Kozlov S.V., Anisimov D.O. Features of formation of dynamic models of multi-motor hydraulic drives of CCM coolers. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo industrial'nogo universiteta*. 2016, no. 2 (16), pp. 28–31. (In Russ.).
9. Savel'ev A.N. *Teoriya rabotosposobnosti tekhnologicheskikh mashin* [The theory of working capacity of technological machines]. Kemerovo: Kuzbassvuzizdat, 2008, 225 p. (In Russ.).
10. Shabana A.A. *Dynamics of Multibody Systems*. Cambridge: Cambridge University Press, 2005.
11. Astashev V.K., Babitskii V.I., Vul'fson I.I. *Dinamika mashin i upravlenie mashinami: spravochnik* [Dynamics of machines and machine control: Reference book]. Kreinin G.V. ed. Moscow: Mashinostroenie, 1988, 239 p. (In Russ.).

12. Eich-Soellner E., Fuehrer C. *Numerical Methods in Multibody Dynamics*. Stuttgart: Teubner, 1998.
13. Amirouche F. *Fundamentals of Multibody Dynamics*. Boston: Birkhäuser, 2006.
14. Trubetskov D.I., Rozhnev A.G. *Lineinye kolebaniya i volny: Uchebnoe posobie dlya vuzov* [Linear oscillations and waves: Manual for universities]. Moscow: Izd-vo fiziko-matematicheskoi literatury, 2001, 416 p. (In Russ.).
15. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. etc. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody. Uchebnik dlya mashinostroitel'nykh vuzov* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives. Textbook for machine-building universities]. Moscow: Mashinostroenie, 1982, 423 p. (In Russ.).
16. Chuprakov Yu.I. *Gidroprivod i sredstva gidroavtomatiki* [Hydraulic drive and hydroautomatics]. Moscow: Mashinostroenie, 1979, 232 p. (In Russ.).
17. Schiehlen W. ed. *Multibody Systems Handbook*. Berlin: Springer, 1990.
18. Stoer J., Bulirsch R. *Numerische Mathematik 2,4 Auflage*. Berlin: Springer, 2000.
19. Nayfeh A.H., Balachandran B. *Applied Nonlinear Dynamics*. New York: Wiley 1995.
20. *Vvedenie v teoriyu mekhanicheskikh kolebaniy: Ucheb. posob. dlya vtuzov* [Introduction to the theory of mechanical oscillations: Manual for technical colleges]. Panovko Ya.G. Moscow: Nauka, 1991, 255 p. (In Russ.).

Information about the authors:

A.N. Savel'ev, Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor of the Chair of Mechanics and Machine Engineering (savel'ev2000@mail.ru)

S.V. Kozlov, Senior Lecturer of the Chair of Mechanics and Machine Engineering

N.E. Vinokurov, MA Student of the Chair of Mechanics and Machine Engineering

Received July 3, 2017