

Resumen

Este proyecto trata sobre el diseño del sistema de traslado de botes de una máquina envasadora de botes de pintura.

Se encuentra en él una descripción de este tipo de máquinas, así como las diferentes alternativas existentes de concepción del tipo de éstas.

En éste, también se realiza un estudio cinemático de los elementos que componen este sistema, así como cálculos de las sollicitaciones dinámicas. Todos estos cálculos se han realizado mediante iteraciones a partir de unas medidas precalculadas, deduciendo que fueran las adecuadas, y finalizando éstas adaptándolas al modelo a utilizar, calculando finalmente los resultados para el diseño final realizado.

Se han realizado los planos de los elementos fundamentales del sistema de traslado de la máquina, dejando cierta libertad de cara a una finalización más detallada del resto de elementos no críticos del sistema.

Los resultados obtenidos son los esperados, realizando incluso una mejora en la manipulación de la máquina, evitando la intervención directa sobre los elementos de ésta en servicio.





Sumario

RESUMEN	1
SUMARIO	3
1. GLOSARIO	5
2. INTRODUCCIÓN	9
2.1. Objetivos del proyecto.....	9
2.2. Alcance del proyecto.....	9
3. DESCRIPCIÓN GENERAL SISTEMA DE ENVASADO	11
3.1. Dispensador de botes	12
3.2. Detector de fugas.....	14
3.3. Dosificadoras de pintura	15
3.4. Dispensador de tapas	17
3.5. Cerrador de tapas	20
3.6. Comprobador cerrado de tapas.....	22
3.7. Etiquetado y comprobación de peso	22
4. SISTEMAS ALTERNATIVOS DE TRANSPORTE DE BOTES	25
4.1. Accionamiento dientes o pivotes de empuje	26
4.1.1. Sistema doble cadena en paralelo	27
4.1.2. Sistema de cremallera	28
4.2. Elección componentes máquina y soluciones cinemáticas	30
4.2.1. Alineamiento transversal y longitudinal de los botes	33
4.2.2. Accionamiento de rotación de manivela y subida-bajada cremallera	37
4.2.3. Accionamiento de eje leva-manivela.....	38
5. ESTUDIO DE MERCADO	43
6. PRESTACIONES DE LA LÍNEA TRANSPORTADORA	45
7. DISEÑO DE PARÁMETROS PRINCIPALES.	47
7.1. Parámetros sistema subida-bajada	47
7.1.1. Ecuación perfil de subida.....	51
7.1.2. Ecuación perfil de bajada	52
7.2. Cremallera.....	53
7.2.1. Paso de cremallera	54
7.2.2. Sistema cambio de paso	56



7.2.3. Longitud cremallera	57
7.3. Sistema de alineación de botes en la línea	64
7.3.1. Sistema de alineación longitudinal de botes	64
7.3.2. Sistema de alineación transversal de botes	66
8. MANTENIMIENTO	73
9. SEGURIDAD DE OPERACIÓN	75
9.1. Protección inferior	75
9.2. Protección superior	75
9.3. Elementos de protección individual (E.P.I.)	75
10. IMPACTO AMBIENTAL	77
10.1. Fabricación	77
10.2. Utilización	77
10.3. Desmantelamiento	77
CONCLUSIONES	79
BIBLIOGRAFÍA	81
Referencias bibliográficas	81
Bibliografía complementaria	81



1. Glosario

β	Ángulo que forma la biela con la horizontal
θ	Ángulo de giro de la manivela
ε	Distancia entre barra de empuje de cremallera y eje de rotación de la leva
δp	Margen de seguridad para el paso de la cremallera
ϕ_{\max}	Diámetro máximo de bote o anchura máxima
α	Ángulo que forma el brazo basculante con la vertical
ϕ_{α}	Diámetro de bote a trasladar en la línea en función del ángulo α
F_a	Fuerza de resistencia al avance provocada por el rozamiento de los botes
p_c	Peso de la cremallera
μ'	Coefficiente de rozamiento entre metales engrasados
μ_{ac-ac}	Coefficiente de rozamiento entre acero y acero
F_{ic}^x	Componente horizontal de la fuerza de inercia de la cremallera
F_{ic}^y	Componente vertical de la fuerza de inercia de la cremallera
F_b	Fuerza de tracción-compresión sobre la biela en su misma dirección
F_b^x	Componente horizontal de la fuerza de tracción-compresión sobre la biela
F_b^y	Componente vertical de la fuerza de tracción-compresión sobre la biela
F_d^x	Componente horizontal de la fuerza sobre el eje de rotación de la manivela



- F_d^y Componente vertical de la fuerza sobre el eje de rotación de la manivela
- Γ_d Par necesario a aplicar para el movimiento horizontal de la cremallera
- M_i Momento de inercia de la masa del contrapeso de la manivela
- F_l Fuerza necesaria para elevar o descender la cremallera, en dirección de la barra de empuje
- F_{rod} Fuerza perpendicular a F_l que compensa F_l'
- F_l' Fuerza resultante del contacto entre palpador y leva
- γ Ángulo entre F_l' y la barra de empuje
- ψ Ángulo de la barra de empuje respecto la vertical
- Γ_l' Par necesario para vencer el momento provocado por F_l'
- Γ_m Par total necesario para realizar el movimiento completo de la cremallera
- r Longitud de la manivela
- h Altura respecto al suelo de la articulación de la cremallera
- h' Altura articulación de la cremallera respecto al eje de rotación de la manivela.
- h'' Altura respecto al suelo del eje de rotación de la manivela
- h''' Altura respecto al suelo de la plancha de alineación s
- b Longitud biela
- x Posición relativa horizontal de la cremallera respecto al eje de rotación de la leva
- x_{\min} Posición mínima relativa horizontal de la cremallera respecto al eje de rotación de la leva para una determinada configuración



x_{\max}	Posición máxima relativa horizontal de la cremallera respecto al eje de rotación de la leva para una determinada configuración
l	Radio de la leva en el tramo de detención inferior
Δl	Diferencia de radios entre los diferentes tramos de detención de la leva
q_1	Altura que sobresalen los dientes en el avance de la cremallera
q_2	Altura que se esconden los dientes en el retroceso de la cremallera
Δq	Diferencia de altura de los dientes entre el avance y el retroceso de la cremallera
m_{pm}	Margen de punto muerto del movimiento tipo pistón de la cremallera. Tramo en el cual la cremallera sube o baja de nivel
m'	Distancia desde la que la altura del diente respecto al plano de traslación de botes es nula y el punto muerto de la cremallera
p_{\max}	Paso máximo que puede haber entre dientes de la cremallera
p_{\min}	Paso mínimo que puede haber entre dientes de la cremallera
w	Anchura de diente de la cremallera
a	Longitud entre eje de rotación de la leva y eje de rotación de la manivela (brazo basculante)
e	Altura respecto al suelo del eje de rotación de la leva
m_a	Masa total de carga sobre la línea (botes vacíos + botes llenos)
m_c	Masa de la cremallera
m_m	Masa del contrapeso de la manivela
l'	Distancia a la que pasa F_r del eje de rotación de la leva



- r_{rod} Radio exterior del rodamiento que actúa de palpador
- i Distancia de la articulación entre la barra d y el brazo basculante respecto al eje de leva, en la dirección del brazo basculante.
- j Distancia de la articulación entre la barra d y el brazo basculante, respecto al brazo basculante.
- d Barra que enlaza plancha de alineación s con el brazo basculante.
- s Plancha horizontal encargada de transmitir movimiento para la alineación de los botes.
- φ Ángulo que describe la barra d respecto la horizontal.



2. Introducción

2.1. Objetivos del proyecto

El objetivo del proyecto es la realización de una máquina de envasado automático en serie, según solicitud del cliente.

Este tipo de máquinas envasadoras suelen realizarse bajo pedido, de manera que se le propone al cliente todas las diferentes características que se pueden incluir, y a partir de esta solicitud, se realizará el diseño de la máquina.

2.2. Alcance del proyecto

El proyecto consiste en el diseño del sistema de traslado de los botes a lo largo de la línea, y de forma implícita el alineamiento de éstos a lo largo de la máquina con los diferentes equipos encargados de la realización de las acciones a ejecutar a lo largo de la línea.

Los planos realizados acotan los elementos fundamentales para ajustar la cinemática de todo el sistema de forma correcta, dejando para una mayor especificación el diseño de los elementos o partes que no son críticas para el funcionamiento del equipo.





3. Descripción general sistema de envasado

En el proceso de envasado de pinturas, como en cualquier otro proceso industrial, nos encontramos con diferentes tipos de máquinas, según sea la demanda o necesidad de producción. Estas necesidades inciden directamente sobre las máquinas, variando, principalmente, el grado de automatización de éstas.

Para el envasado de pinturas, la principal característica por la cual se catalogan las máquinas es el tipo de dosificación de la solución final, las cuales pueden dividirse en dos grupos principalmente:

- Llenadoras gravimétricas
- Llenadoras volumétricas

Esta primera clasificación que se da hace referencia al sistema de dosificación de la pintura, que tal como su nombre indica, en las llenadoras o dosificadoras gravimétricas, el vertido de la pintura se produce directamente por el peso o caída del líquido, controlando la cantidad de pintura vertida con una balanza, mientras que en las dosificadoras volumétricas, el vertido se controla mediante un émbolo, controlando el vertido por volumen. Las dosificadoras gravimétricas nos proporcionan un gran control de la cantidad vertida, mientras que las volumétricas, presentan una velocidad mayor, sin renunciar por ello a un buen control de la cantidad final, sin llegar a la precisión de las gravimétricas.

La aparición de máquinas COLORMIX, máquinas que permiten la venta de pintura con color según demanda de forma instantánea, requiere tener un control exacto de la cantidad de pintura base, ya que se basan en añadir colorantes a esta pintura base, de manera que grandes errores en la cantidad de pintura base provocaría un resultado final insatisfactorio. Las dosificadoras volumétricas, como se ha comentado antes, llegan a tener hoy en día un nivel de tolerancia más que aceptable, siendo de esta forma las más utilizadas actualmente para procesos industriales, ya que, sin perder control de la cantidad vertido, se aumenta la velocidad de producción.

Las dosificadores de pintura volumétricas, según este nivel de tolerancia, puede verse que están catalogadas según rangos de dosificación. Éstas suelen clasificarse entre dosificadoras de entre 100cm³ y 5000cm³ y otras con unos rangos de dosificación de entre



5dm³ y 20 dm³. Estos rangos hacen referencia a la capacidad de embolada, de manera, que las máquinas de rango superior, existe la posibilidad de realizar una doble embolada, de manera que puede llegar a envasar botes de hasta 40dm³.

Según el nivel de producción que se tenga, existen máquinas envasadoras con mayor o menor grado de automatización.

Para el sistema de envasado automático de pinturas en botes, ha de tenerse en cuenta que el desplazamiento de los botes a través de la línea de envasado debe realizarse por “pulsos” o “paso a paso”, es decir, las acciones a realizar en la línea de envasado se realizan con los botes parados en ésta, y no de una forma continua.

En las máquinas envasadoras de pintura, según el grado de automatización que se desee, se encuentran diferentes tipos de acciones, controladas normalmente por sistemas automáticos neumáticos. Este tipo de acciones, son por ejemplo:

- Dispensador de botes
- Detector de fugas en los botes
- Llenado o dosificación de botes
- Dispensado de tapas
- Cerrado de tapas
- Marcado de fondos
- Comprobación cerrado de tapas

Estos sistemas son independientes entre si, y actúan por un sistema lógico, que va en relación con el sistema de transporte de botes.

No es objeto de este proyecto el diseño ni el estudio de cada acción de la línea automatizada, pero si el transporte de los botes a través de la línea. A continuación se realizará una breve descripción de los componentes de la línea automática de envasado.

3.1. Dispensador de botes

El dispensador de botes, es un accesorio de la máquina encargado del suministro automático de botes a la línea de envasado. Éste está indicado para todo tipo de botes de hasta 5dm³, pero a partir de los botes de 2dm³ o inferiores en los que realmente es necesario el dispensador automático de botes, ya que en éstos, la frecuencia de llenado es lo



suficientemente rápida como para que un operario no pudiera realizar la labor de manera sincronizada con la máquina.

Se encuentran diversas soluciones para el alimentador de botes de la línea, con distintas concepciones de funcionamiento.

La primera de ellas consta de un disco cónico, en el cual se colocan los botes, y a partir de éste se van colocando uno a uno en la línea de envasado (*Fig. 3.1.*). El disco cónico, está accionado por un motorreductor, de manera que va girando sobre su eje, y los botes dispuestos en este empujan a la hilera de entrada a la línea.

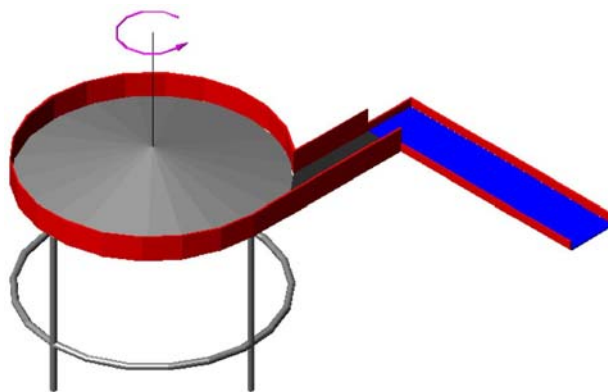


Fig. 3.1. Dispensador de botes de disco rotatorio

La segunda, de apariencia muy similar, también consta de un disco cónico, el cual tiene una apertura en uno de sus lados, dejando pasar por allí los botes (*Fig. 3.2.*). Para ello, se genera una vibración sobre el disco provocar el movimiento de los botes. Éstos, se depositan a su vez sobre un disco plano giratorio más pequeño, encargado de desplazarlos a la línea de transporte.

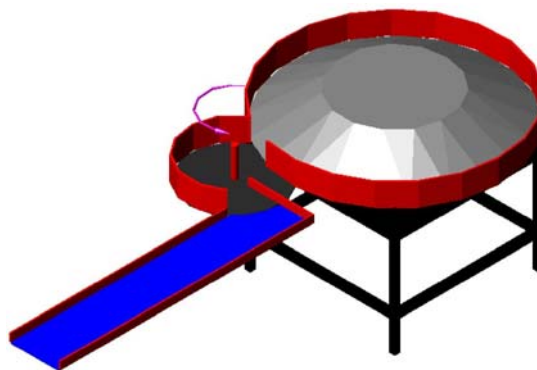


Fig. 3.2. Dispensador de botes de disco vibratorio



Una tercera solución, de diferente concepción a las dos anteriores, consistiría en la colocación de los botes en grupos de filas a la línea, disponiendo éstos a la línea directamente desde el palé donde están situados, sin la necesidad de colocarlos previamente en un revolver de carga, como en los dos casos anteriores.

Esta solución estaría compuesta de un elevador de palees, más otro sistema encargado del empuje de los botes a la línea. Un problema que presenta este sistema, como se comentará más adelante, es la necesidad de que los botes tengan una equidistancia entre ellos, y el hecho de que estos se coloquen en la línea en grupo, implicaría el diseño también de un sistema para la correcta disposición de éstos en la línea.

Esta última solución, a primera vista, sería la más conveniente, ya que se evita la necesidad de cargar, como sería en las otras dos soluciones, el disco cónico de botes. De todas formas, esta última propuesta no evitaría el tener a un operario pendiente de la falta de carga.

De estas tres soluciones, la que tiene un diseño más sencillo y económico es la primera, constando únicamente de un motor con un reductor para accionar el giro del disco cónico, mientras que en las otras, tendríamos que añadir, por una parte un accionamiento para la vibración del disco cónico, y por la otra parte, dos desplazamientos lineales, para realizar el empuje de las filas del palé, y la consiguiente elevación de éste cuando se agotarán los botes de cada piso del palé.

Por ello, viendo que no se perdería rendimiento de producción en ningún caso, y que la primera solución es la más sencilla de abordar, se escoge como dispensador de botes el disco cónico giratorio.

3.2. Detector de fugas

En las líneas automáticas de envasado también podemos encontrar detectores de fugas. Los detectores de estanqueidad, se utilizan para certificar el correcto acabado de los botes encargados de contener la solución final. El tipo de bote para el cual está diseñado principalmente es para los botes cilíndricos metálicos, ya que estos han sido elaborados mediante agrafado de chapa, y podrían presentar pequeñas aperturas debido a errores en su fabricación.



El detector de fugas, consiste en un émbolo con una junta de goma plana, el cual, una vez se encuentra el bote en la posición indicada, presiona hasta entrar en contacto con el bote. Una vez el cierre es hermético, se aplica aire a presión, de manera que se obtiene una evolución en la presión aplicada. Si la evolución de la presión medida no es correcta, y existe un gradiente menor del esperado, se puede considerar que el bote tiene una pérdida, por muy pequeña que esta sea, procediendo la máquina al parado de la línea de envasado.

3.3. Dosificadoras de pintura

Como se ha comentado anteriormente, la principal característica que define a las máquinas envasadoras de pinturas es su sistema de dosificación. Existen dos grandes grupos de sistemas de dosificación. Dosificación por gravedad, que nos da las dosificadoras gravimétricas, y la dosificación por control de volumen mediante un émbolo, teniendo de esta manera las dosificadoras volumétricas.

En la mayoría de las líneas automáticas de envasado, se encuentra que el sistema de dosificación es volumétrico. Ello es debido fundamentalmente a una mayor velocidad de dosificación en las dosificadoras de este tipo respecto a las gravimétricas, ya que se puede encontrar en numerosos casos con soluciones finales con una viscosidad demasiado alta para las dosificadoras gravimétricas, impidiendo conseguir una velocidad adecuada para la línea de producción.

Las dosificadoras volumétricas, cuentan con un émbolo accionado mediante un pistón neumático en la mayoría de los casos. La cabeza móvil del émbolo, que es accionada por el pistón neumático, puede encontrarse de diferentes materiales, en elastómero, o teflón principalmente, mientras que la camisa suele encontrarse realizada en acero inoxidable. Los émbolos fabricados en elastómero, pueden tener un mayor ajuste, debido a su elasticidad, pero no pueden utilizarse con productos sintéticos, los cuales degradarían rápidamente a éste, de manera que es en esos casos en los que se utiliza émbolos de teflón, resistentes a productos sintéticos. De esta manera, en la mayoría de los casos lo normal es encontrarse émbolos de teflón, que a pesar de tener un coste mayor, funcionan correctamente independientemente de la naturaleza del producto.

Para la alimentación del dosificador, se observa que en la mayoría de casos se tiene una tolva de alimentación, a la cual llega el producto a partir de una bomba. Esta tolva de alimentación, que varía su capacidad según los diferentes tipos de máquina, oscilando



normalmente entre los 50dm³ y 100dm³, puede ser extraída para permitir una conexión directa con el depósito que contiene el producto, conectado mediante manguera con racores roscados, normalmente situado a un nivel superior para permitir la caída de producto, ayudado también por el efecto vacío que genera el émbolo.

Existe la posibilidad, en caso de utilizar tolva de alimentación, de automatizar el llenado de ésta. Observando en diferentes casos, vemos opciones como la de colocar una boya neumática, de manera que al detectar que el nivel es inferior al requerido, acciona automáticamente la bomba de alimentación. En otros casos, la idea de funcionamiento es la misma, pero en lugar de utilizar una boya, se utiliza un sensor ultrasónico para medir el nivel de producto en la tolva.

El control del volumen de producto dosificado se efectúa mediante la carrera del pistón. Mediante una manivela, se regula la carrera de éste, de manera que se puede controlar el volumen de salida de líquidos. En algunas máquinas, existe la posibilidad de realizar una doble pistonada, para el relleno de los botes mayores.

También se encuentra en algunas líneas de envasado la disposición de dos dosificadoras situadas en serie. Ello, permite la posibilidad de realizar la doble pistonada con diferentes dosificadoras, agilizando el tiempo de envasado, ya que no se debe para la línea para realizar dos pistonadas consecutivas.

Otra posibilidad, al disponer de dos dosificadoras en serie, sería la de evitarnos los tiempos muertos de producción que se crean al realizar la limpieza de la dosificadora en el momento que se deba realizar un cambio de producto, ya que, utilizando solo una dosificadora, en el momento que deba realizarse el cambio de producto, podría comenzarse el proceso de envasado de manera inmediata con la otra dosificadora ya limpia, mientras se procede a la limpieza de la primera durante este segundo proceso de envasado.

En la salida del dosificador, cabe la posibilidad de colocar diferentes tipos de boquillas, dependiendo siempre del tamaño del bote a envasar, así como de la viscosidad del producto, siendo éstas normalmente multicapilares, de manera que se minimiza posibles salpicaduras que pueda haber. Estas boquillas, además llevan un sistema antigoteo, que ayudado por el efecto vacío que provoca el pistón, evita que se pueda manchar la línea de transporte.



Como la mayoría de máquinas cabe la posibilidad de utilizar la máquina de forma automatizada, como de usarla en modo manual. También puede regularse la altura con respecto a la línea de envasado, para situar la boquilla a la altura adecuada para la dosificación.

El funcionamiento de la máquina puede entenderse según los esquemas siguientes, pudiendo observar la existencia de dos válvulas controladas por el mismo actuador neumático, con apertura y cierre complementarios, según la máquina este llenando el émbolo (*Fig. 3.3.*) o llenando el bote (*Fig. 3.4.*).

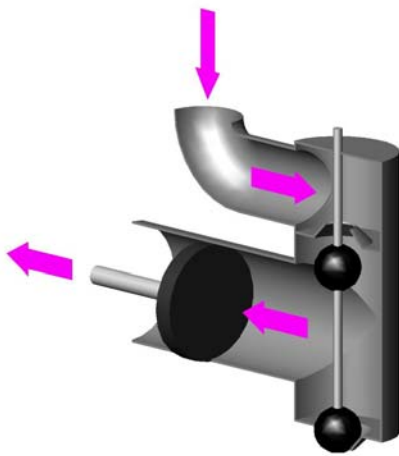


Fig. 3.3. Esquema llenado camisa

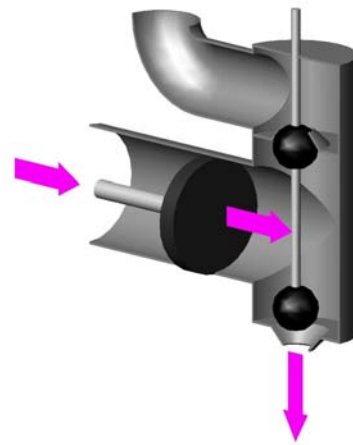


Fig. 3.4 Esquema llenado bote

Las velocidades de aspiración y de impulsión de producto se controlan para ajustar la velocidad global del proceso de llenado de botes, y además, éstas pueden ser controladas de manera independiente.

3.4. Dispensador de tapas

Para los distintos botes de pintura existentes en el mercado, se puede encontrar diversos tipos de tapas con diferentes características. Estas diferencias las podemos clasificar en:

- Material (plástico o metal)
- Forma (circular, ovalada, rectangular,...)
- Apilables o no



Según sean las características de las tapas a utilizar, se utilizará un tipo u otro de dispensador de tapas.

Puede verse que los dispensadores de tapas más tradicionales son aquellos que dejaban caer la tapa directamente sobre el bote a cerrar mediante la acción de la gravedad. En estos, el tipo de tapa a utilizar son las tapas metálicas apilables circulares.

La idea de funcionamiento de éstos, al tratarse de tapas apilables, que son tapas con un pequeño reborde, que serán mas adelante encajadas por presión, es colocar éstas en el acumulador de tapas, de manera que un sistema de actuadores neumáticos deja pasar en cada instante necesario la tapa solicitada, cayendo esta encima del bote debido a la acción de la gravedad.

El sistema consiste en dos barras simétricas con diferentes secciones a lo largo de la barra, dejando caer la tapa por un lado según se mueve las barras, accionadas como se ha comentado anteriormente por los actuadotes neumáticos y manteniendo al resto evitando que caigan todas a la vez.

El acumulador (*Fig. 3.5.*), consiste en cuatro barras metálicas que delimitan y sostienen las tapas en situación vertical, y puede ser regulado para diferentes medidas de diámetros de manera sincronizada con el mecanismo que ejecuta el lanzamiento de las tapas.



Fig. 3.5. Acumulador de tapas

El rendimiento máximo de este tipo de dispensadores de tapa se encuentra alrededor de las 25 tapas/min.



El otro tipo de dispensadores de tapas que se encuentran son los que tienen robots con brazos manipuladores (*Fig. 3.6.*). Estos dispensadores sirven para todo tipo de tapas, ya sean éstas apilables o no, con independencia de cual sea la forma y material de que están hechas las tapas.

El acumulador de tapas, como en el otro caso, también consiste en cuatro barras que delimitan la posición de éstas, pero a diferencia del dispensador de tapas tradicional, en el que las cuatro barras delimitan un círculo, este otro, se puede controlar con independencia la distancia entre barras delimitadoras opuestas, de manera que puede situarse en él, como se ha comentado anteriormente, tapas de diferente formato, como pueden ser rectangulares u ovaladas.

Su funcionamiento se basa en la acción de un brazo con una ventosa en su extremo, tomando la tapa situada en la parte baja de la columna, colocándola a gran velocidad sobre el bote correspondiente. En este caso, el apilamiento de las tapas no se realiza en el sentido de colocación de las mismas, sino en sentido opuesto, ya que el brazo manipulador la sujeta con la ventosa y da 180° para depositarla sobre el bote correspondiente.

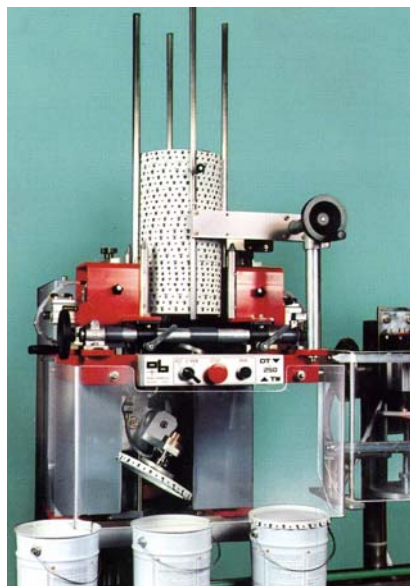


Fig. 3.6. Dispensador de tapas de brazo manipulador

La velocidad de este tipo de dispensador es similar al anterior, de unas 25 tapas/min, pero existen variedades de este dispensador de tapas en las cuales se encuentran dos brazos manipuladores, los cuales actuarían de forma alternativa, llegando a cadencias de hasta 40 tapas/min.



Como todos los elementos que se encuentran en la línea de envasado, el dispensador de tapa esta automatizado y se sincroniza con la velocidad de la línea mediante ya sean microinterruptores o diferentes tipos de sensores de situación, dando la correspondiente señal al sistema de control automático, ya sea en algunos casos un PLC, como en otros casos que se trata de un sistema de automatismos.

3.5. Cerrador de tapas

Como ocurre en el dispensador de tapas, debido a los diferentes tipos de tapas que nos encontramos en el mercado, podemos encontrar dos tipos de sistemas de cierre de tapas, que son el cierre de tapas por presión, y el cierre de tapas por grafado.

El primero, el cierre de tapas por presión (*Fig. 3.7.*), su funcionamiento básico consiste en un actuador neumático que tiene en su extremo un plato con un determinado diámetro, cerrando la tapa presionando sobre ésta. Su funcionamiento es sencillo, estando sincronizado y automatizado con el resto de la línea, pudiéndose además regular la altura del mismo respecto a la línea de envasado. Como es normal, también cabe la posibilidad de controlar éste manualmente.



Fig. 3.7. Cerrador de tapas presión

En el caso del cerrador de tapas por grafado (*Fig. 3.8.*), su idea de funcionamiento es la misma, salvo que cambia el plato que se tiene en el cierre por presión por un cabezal cerrador de garras, encargado de realizar el cierre por grafado.





Fig. 3.8. Cerrador de tapas grafado

Puede encontrarse cerradores de tapa con la posibilidad de tener cabezales intercambiables, de manera que puede tenerse en una misma línea ambos sistemas de cierre de tapas.

Previo a los dispositivos cerradores de tapas, puede encontrarse en algunos casos un dispositivo de comprobación de presencia de tapa. Éste consiste, como en muchos de los casos, en un actuador neumático, el cual tiene situado en su extremo perpendicularmente un cabezal en forma de T. En su intersección, hay situado un microrruptor que detecta la presencia de tapa o su ausencia, parando la línea en este segundo caso. Se puede entender mejor su comportamiento en este esquema (*Fig. 3.9.*), siendo similar a la comprobación de cerrado de botes.

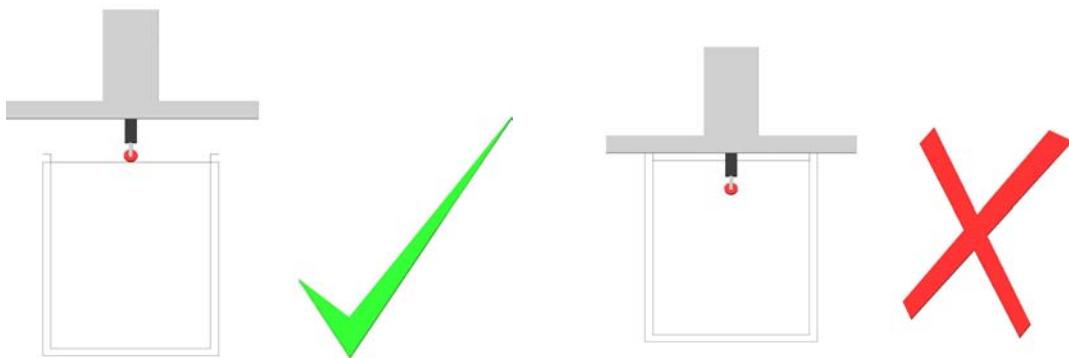


Fig. 3.9. Esquema comprobación presencia de tapas



3.6. Comprobador cerrado de tapas

El comprobador de cerrado de tapas, es un elemento poco común en las líneas de envasado, ya que esta pensado únicamente para aquellos envases que tienen la tapa metálica debido a su naturaleza de funcionamiento.

El funcionamiento de este elemento, consiste en un imán situado en el extremo de un actuador neumático, con un microinterruptor situado en paralelo junto a éste. El actuador baja el imán hasta que éste entra en contacto con la tapa, accionándose también el microinterruptor. Una vez éste a dado la señal de que el imán está en contacto con la tapa, el actuador invierte el sentido y sube. Si el microinterruptor sigue dando la señal, será indicativo de que la tapa sigue en contacto con el imán, signo de que el envase esta mal cerrado. Si por el contrario, cesa la señal del microinterruptor, éste indicará que la tapa permanece en su sitio, indicándonos del correcto cerrado del envase. El siguiente esquema (*Fig. 3.10.*) ilustra la anterior explicación.

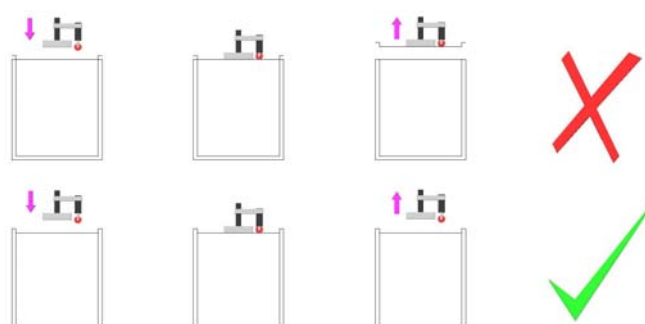


Fig. 3.10. Esquema comprobación cerrado de tapas

Éste sistema, lleva implícito una comprobación de llenado del bote, ya que si se diera el caso de que éste no hubiera sido llenado de producto, y a la vez cerrado, según el tipo de imán instalado en el sistema, el bote cerrado correctamente podría ser arrastrado por el actuador, dando señal de un mal cierre de tapa, siendo en realidad que el envase esta vacío.

3.7. Etiquetado y comprobación de peso

Estas dos acciones que pueden encontrarse en alguna línea de envasado, están colocadas de forma consecutiva a las dos anteriores, pero debido a su naturaleza de actuación, éstas se encuentran fuera de la línea de desplazamiento en que están las otras.



El etiquetado, situado a la salida de la línea, consiste en la rotación del bote, con un detector que permita la situación del bote, para después colocar la etiqueta en el lugar correcto. El bote, para su colocación, estará situado entre 3 rodillos que lo rotarán, accionándose el etiquetado en el momento necesario.

En algunos casos, también se encuentra las controladoras de peso. Estas se utilizan principalmente para certificar que el envase contiene los márgenes mínimos establecidos en caso de que se exija un control de calidad de producto, rechazando aquellos que se consideren insatisfactorios.

Éste consiste fundamentalmente en una báscula con la precisión requerida, situada bajo una cinta transportadora, que permite el desplazamiento de los botes sobre ésta, y a su vez el pesado de éstos.





4. Sistemas alternativos de transporte de botes

Para el sistema de envasado automático de pinturas en botes, ha de tenerse en cuenta que el desplazamiento de los botes a través de la línea de envasado debe realizarse por “pulsos” o “paso a paso”, es decir, las acciones a realizar en la línea de envasado se realizan con los botes parados en ésta, y no de una forma continua.

Para el diseño del traslado de botes, objeto del proyecto, se observará los diversos tipos de sistema existentes en las máquinas actuales, así como otras posibles alternativas conceptuales, pudiendo valorar otros sistemas de transporte en diferentes líneas de envasado de otro tipo de productos.

La principal característica a tener en cuenta a la hora de valorar los diferentes sistema de traslado, es la necesidad de que exista un centrado de los botes con las diferentes acciones llevadas a cabo a través de la línea, y al tratarse de una línea en la que pueden llevarse a cabo envasados para diferentes tamaños de botes, debe tenerse en cuenta que debe centrarse la línea para cada tipo de bote. Este centrado debe ser tanto para la posición longitudinal de los botes como para la transversal.

El sistema de accionamiento y traslado consta de diferentes tipos de transmisiones entre elementos, las cuales se plantean diferentes soluciones posibles, escogiendo la más adecuada para nuestro proyecto.

Viendo las soluciones disponibles en el mercado, puede verse que existen dos maneras fundamentales de realizar el movimiento de los botes a través de la línea, pero ambas tienen la misma filosofía, consistente en el desplazamiento de los botes sobre una plancha la cual tiene una apertura longitudinal a lo largo de toda ella, por la cual unos dientes equidistantes entre sí, son los encargados de empujar los botes a través de la línea (*Fig. 4.1*).

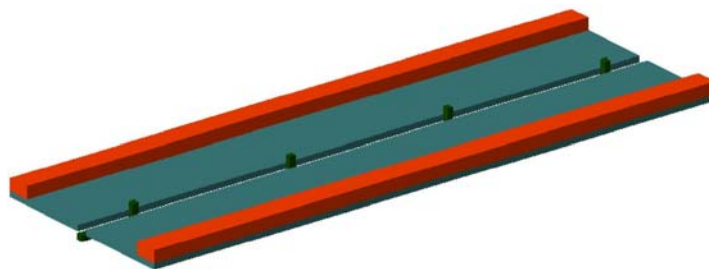


Fig. 4.1. Ilustración sistema de transporte



Los dos sistemas observados tienen la misma concepción, pero la diferencia entre ellos radica en la manera de accionar los dientes encargados de empujar los botes.

Al pensar en otras posibles soluciones, de otra concepción, como pudiera ser el transporte de los botes sobre una cinta transportadora, se entraría en la problemática de la alineación de los botes con las acciones realizadas en la línea, complicándose de manera excesiva el diseño para la correcta alineación de los botes. Otro problema sería la equidistancia en el transporte de éstos, ya que de esta forma en cada movimiento los botes reposan centrados con la acción a realizar, y la utilización de los dientes o pivotes nos aporta una solución rápida y directa a este problema.

Llegando de esta manera a la conclusión de que el transporte de los botes debe realizarse sobre una plancha, siendo esta empujada por dientes o pivotes equidistantes, la cuestión a plantear es ahora el diseño del accionamiento de estos dientes.

4.1. Accionamiento dientes o pivotes de empuje

Después de llegar a la conclusión sobre el sistema de traslado de botes, ahora hay que decir la forma de accionamiento de éste.

Analizando diversas máquinas existentes en el mercado, se puede ver que las soluciones utilizadas en el mercado son dos. Una de ellas es el sistema de doble cadena en paralelo, con los pivotes situados entre éstas, el cual va dando giros a un circuito cerrado, como puede observarse en la ilustración (Fig. 4.2).

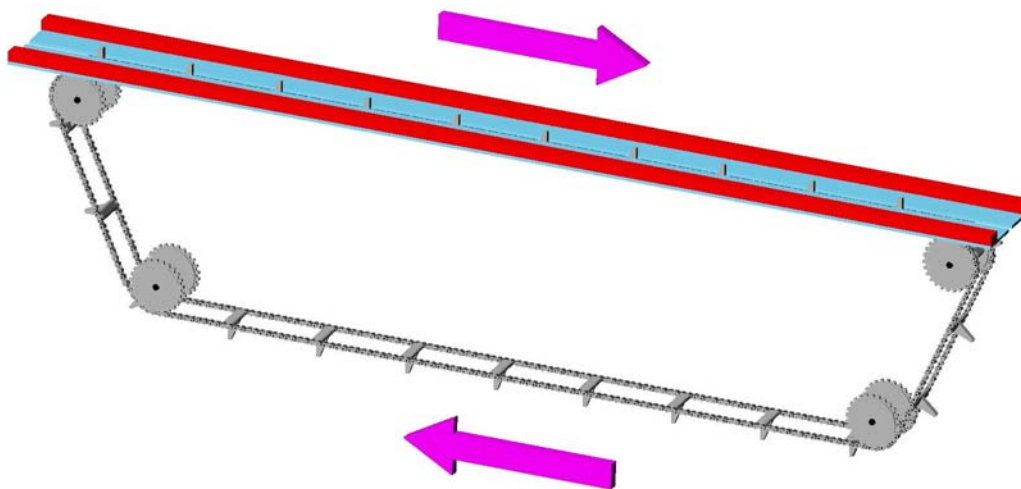


Fig. 4.2. Sistema doble cadena en paralelo



La otra solución utilizada podemos observar que se trata también de una plancha metálica similar a la del sistema de doble cadena en paralelo, donde los dientes, en lugar de formar una cadena cerrada siguiendo un circuito, éstos están situados sobre una especie de viga la cual va haciendo movimientos de avance y retroceso, escondiéndose éstos en el momento de realizarse el retroceso, como puede verse en las ilustraciones.

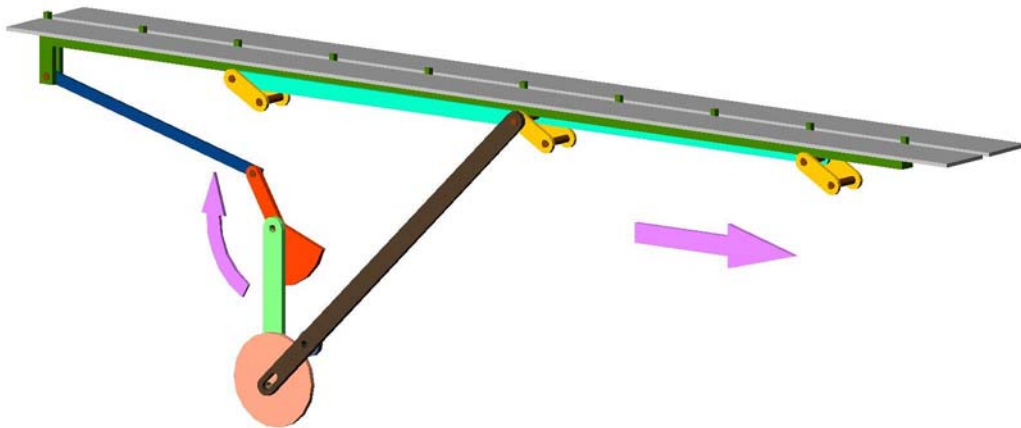


Fig. 4.3. Sistema de cremallera. Avance cremallera

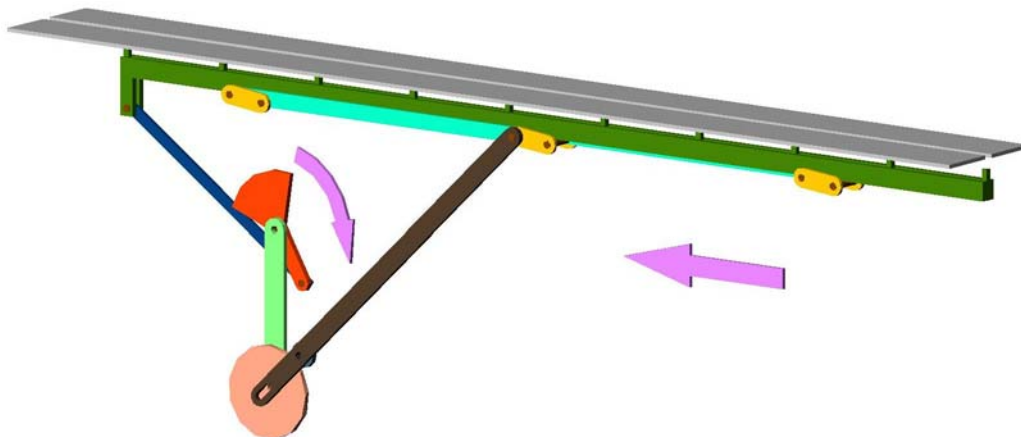


Fig. 4.4. Sistema de cremallera. Retroceso cremallera

Para decidir cual de ellas es la solución más adecuada, se expone a continuación una escueta descripción de ambos sistemas, para escoger de esta manera el más adecuado para el proyecto.

4.1.1. Sistema doble cadena en paralelo

El sistema de doble cadena en paralelo, sistema comentado anteriormente, está accionado por un motor eléctrico, a través de diferentes reductores de engranajes y cadenas. Existe un



embrague entre las transmisiones para realizar las paradas para realizar las acciones de embasado, y para posibles paradas de emergencia.

Existe un único paso de transporte, independientemente de cual sea el diámetro de los botes a envasar, y el control de velocidad de transporte se realiza mediante un variador de frecuencia que actúa sobre el motor eléctrico.

El centrado transversal de los botes, se realiza mediante una manivela, la cual provoca el acercamiento o alejamiento de las guías encargadas del centrado transversal, que a su vez esta sincronizado con un sensor desplazable el cual nos servirá para el centrado longitudinal de los botes, marcándonos el final de carrera de los dientes para cada pulso, de manera que los botes queden alineados con las acciones a realizar a través de la línea.

4.1.2. Sistema de cremallera

El accionamiento del sistema de cremallera con dientes, consta de dos movimientos. Un movimiento de vaivén, accionado por un sistema pistón-biela-manivela, en el cual la cremallera sería el pistón, y un movimiento de subida y bajada de la cremallera, accionado por una barra sobre la cual actuaría una leva sincronizada con el sistema de vaivén, de manera que al avanzar la leva elevaría la cremallera, y al retroceder, la haría bajar. Estas dos acciones, al ir sincronizadas, estarían accionadas por el mismo eje de salida, y accionadas, con las convenientes transmisiones, por un único motor.

En este caso, no sería necesaria a priori la colocación de un embrague, pero este se hace necesario para poder realizar paradas de emergencia, así como para realizar la puesta en marcha del motor, evitando aceleraciones no adecuadas.

La alineación transversal de los botes, se realiza de la misma manera que en el sistema de doble cadena, mientras que en la alineación longitudinal, al tratarse de un sistema de vaivén, se actúa sobre la cremallera directamente, desplazando esta lo necesario para que los botes queden centrados, manteniéndose la distancia de carrera. Estas dos acciones de centrado están sincronizadas, y se accionan, como en el anterior caso, mediante una manivela.

El paso de la cremallera, cabe la posibilidad de reducirlo a la mitad, lo que supondría la necesidad de reducir a la mitad la carrera de ésta. Ello sirve, además de para tener más botes en la línea, para reducir la velocidad de desplazamiento sobre la línea, como también las aceleraciones, minimizando el riesgo de desbordamiento de los botes por movimiento



brusco. Se utilizaría para botes más pequeños, pero para un mismo régimen de giro del motor accionador, no significa aumentar la frecuencia de llenado, ya que lo que se hace es reducir la longitud de la manivela del sistema pistón-biela-manivela a la mitad. El inconveniente es que esta acción debe realizarse manualmente.

El control de velocidad, en diversas máquinas observadas se realiza mediante una transmisión por correa con variación del diámetro de polea, similar al que llevan los ciclomotores, mientras que otras disponen de un variador de frecuencia que actúa sobre el motor.

Comparando las dos soluciones propuestas, se observa que el sistema de cremallera ofrece un final de carrera mecánico respecto al final de carrera por sensor o microinterruptor que hay en el sistema de doble cadena en paralelo, que en caso de avería, supone un riesgo, ya que no se delimita el final de carrera, provocando una desalineación longitudinal de los botes, cosa que se evita en el sistema de cremallera.

El régimen de giro de los motores en ambos casos es continuo, pero mientras en el sistema de cremallera el embrague siempre está embragado, salvo en parada de emergencia o ausencia de bote, consiguiendo de esta manera un giro continuo del motor, en el caso de doble cadena en paralelo, al tener que desembragar para realizar las acciones en la línea, existe un embrague y desembrague continuo, lo cual provoca un desgaste en éste, reduciendo la vida útil de éste, provocando además aceleraciones bruscas, aumentando el riesgo de derrame de los botes.

El hecho de utilizar un accionamiento tipo pistón-biela-manivela en el sistema de cremallera, supone implícitamente unas aceleraciones suaves (sinusoidales) sobre los botes, que en el caso del sistema de doble cadena en paralelo no se da. Ello, como se ha comentado anteriormente, supone minimizar riesgos de desborde de los botes mientras estos aún no tienen colocada la tapa. El hecho de reducir el paso, reduciendo la distancia de carrera, nos ayuda todavía más en este aspecto.

El reducir la distancia de carrera, implica tener que reducir la longitud de la manivela del accionamiento pistón-biela-manivela del sistema de cremallera, lo cual debe realizarse manualmente. Ello sería un grave inconveniente, pero al tratarse de una acción puntual, además de que es un tipo de máquina que requiere un operario a cargo de ella de forma permanente, no supone un revés.



Por el contrario, el mantenimiento de la limpieza de las máquinas es más efectivo en el sistema de doble cadena en paralelo, ya que las posibles salpicaduras que pudieran producirse, no caerían sobre el sistema de traslado, ya que al tratarse de dos cadenas separadas, el posible vertido de producto entre las dos planchas no afectaría a éstas, cayendo directamente en las planchas de protección, permitiendo visualizar de manera rápida y efectiva posible derrames de producto.

El precio, al tratarse de un sistema de cadena, con más elementos móviles, y una estructura de banco más compleja, también sería algo mayor en el sistema de doble cadena en paralelo.

Por estos motivos, se cree más adecuado realizar la máquina con el sistema de cremallera, el cual aporta unas mejores condiciones para el transporte de los botes a través de la línea, además de tener un precio algo más ajustado que el otro.

4.2. Elección componentes máquina y soluciones cinemáticas

Habiendo escogido la solución constituida por la cremallera de dientes, cabe plantearse las soluciones cinemáticas a aplicar para el correcto funcionamiento.

En el esquema básico cinemático de la máquina mostrado a continuación, puede observarse la idea de movimiento de la máquina, en donde pone diente de cremallera, cabe decir que ésta, se trasladará de forma horizontal como el diente visto en el esquema.

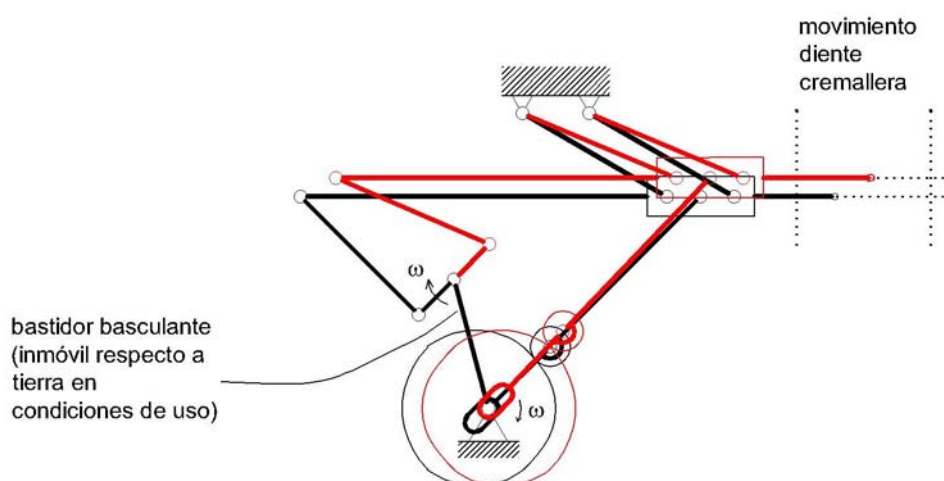


Fig. 4.5. Movimiento básico diente cremallera



La máquina esta destinada para envasar botes que van desde 100cm³ hasta botes de 5000cm³, de forma, que el diámetro de estos botes varía de forma considerable entre ellos. Ello hace plantearse la distancia entre botes. En ambos sistemas planteados anteriormente, la distancia entre ambos botes era fija, debiendo ser ésta como mínimo la distancia entre los botes de mayor tamaño, dejando además cierto margen.

El hecho de utilizar el sistema de cremallera, deja la posibilidad de introducir una cremallera retráctil, la cual nos permitirá reducir la distancia entre pasos de la máquina, reduciendo las velocidades y aceleraciones en la línea, pero sin reducir la frecuencia de llenado, para una misma velocidad del motor.

Esta cremallera retráctil, sirve para introducir un diente entre otros dos de la cremallera fija, reduciendo de esta forma el paso a la mitad, lo que implica que solo podrá utilizarse a partir de cierto tamaño de bote.

Viendo en el cuadro los diferentes tamaños de los botes para las diferentes cantidades de producto a envasar, podemos decidir el tamaño de paso mínimo para nuestra cremallera.

Capacidad [cm ³]	Diámetro [mm]
125	63
375	83
500	102
750	102
1000	111
4000	190
5000	190

Fig. 4.6. Capacidad y diámetro de botes estándar de pintura

El tamaño de diámetro mayor observado en los botes que existen en el mercado es de 190mm, de manera que el paso mínimo que se debería utilizar es algo superior a 190mm en caso de que la máquina sea específicamente para botes de base redonda. Existen Botes de



base cuadrada, los cuales, también tienen uno de sus lados que no supera lo 190mm, llegando el otro a aproximadamente 250mm, de manera, que para tener la posibilidad de realizar envasados de botes cuadrados, el paso mínimo a utilizar en la máquina debería ser algo mayor que 250mm.

Con la utilización de la cremallera, ya se tiene solucionada la equidistancia entre botes a través de la línea, independientemente de si se usa la cremallera retráctil o no. La siguiente cuestión a plantearse es la alineación transversal de los botes con las acciones a realizar en la línea de envasado.

Se ha comentado la utilización de unas guías encargadas de delimitar la zona de movimiento de los botes. Estas guías, deben mantener el centro de los botes en la misma posición, independientemente de cual sea el tamaño del bote. Para ello, deberá haber un plano de simetría de movimiento de éstas, que es un plano perpendicular a las planchas de traslado de los botes, y alineado con el desplazamiento de los botes.

Antes de ver la solución adoptada, cabe ver la problemática que supone la alineación longitudinal de los botes con los ejes de las acciones a realizar en la línea, ya que la diferencia de diámetros entre los diferentes botes, crearía una desalineación. Esto es, si por ejemplo, el diámetro de un bote de 1dm^3 es de unos 110 mm, y el eje de la boca de vertido de pintura, se halla a 55 mm del final del avance del diente de la cremallera, el eje del bote y de la boca de salida de vertido quedan alineados, pero si se colocara un bote de 125cm^3 , con un diámetro de 63 mm, el eje del bote y el de la boca de salida de pintura quedarían desalineados unos 23 mm, y dependiendo del diámetro de la boca de salida, podría verterse líquido fuera del bote.



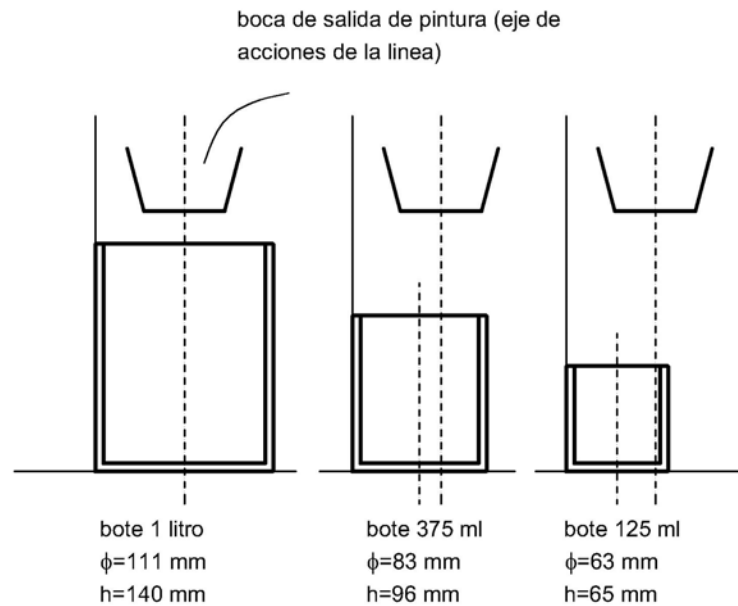


Fig. 4.7. Esquema diámetro botes

Ello, nos supondrá el tener que ajustar de manera simultánea, los bordes de la línea con los dientes de cremallera, de forma que, tomando de referencia fija el eje de los accionamientos, en caso de aumentar la anchura de la línea, el diente de cremallera lo deberemos retrasar, mientras que si reducimos el canal, lo deberemos adelantar la distancia necesaria para que quede ajustado. Para ello, debe plantearse diversas posibles soluciones, escogiendo la más adecuada.

4.2.1. Alineamiento transversal y longitudinal de los botes

Para el alineamiento transversal de los botes, se utilizará, como se ha comentado, unos bordes o guías que nos definirán un canal, de forma que los botes queden guiados. El problema que se plantea ahora es el de mantener el centrado del eje de los botes para los diferentes diámetros que éstos pueden presentar. Para poder lograrlo, por cada unidad de distancia que se mueva cada uno de los bordes, aumentaremos dos unidades el ancho de canal, de forma que el movimiento del diente de cremallera deberá ser de una unidad.

Se ve pues que se necesita un desplazamiento de una unidad de longitud para el diente de la cremallera por cada unidad que se desplace cada uno de los bordes. Para ello se debe encontrar un sistema que los sincronice.



Observando diferentes máquinas, vemos que para el movimiento de la cremallera, el elemento donde se aplica el desplazamiento de forma directa es sobre el eje de rotación de la manivela, encontrándose éste sobre un bastidor que puede vascular para permitir este desplazamiento. Como el desplazamiento de éste es de aproximadamente 10cm (pendiente de cálculos), y el radio de basculación del bastidor es aproximadamente de unos 40cm, podemos asumir perfectamente la variación en la altura del eje de rotación de la manivela ($\tan a = (10/2)/40 \rightarrow \cos a = 0.99$), sin que ello afecte de manera significativa la distancia de desplazamiento del pistón (cremallera).

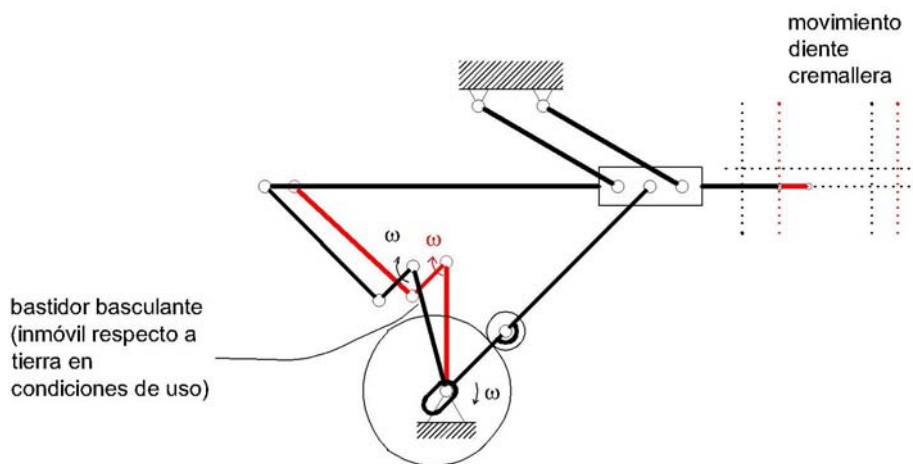


Fig. 4.8. Diferencia movimiento basculante

Para realizar este movimiento, se puede observar una solución muy cómoda como puede ser el desplazamiento de una pequeña barra sobre el bastidor fijo de la máquina. Para este desplazamiento podría utilizarse un eje roscado, que mantendría su posición longitudinal, rotando sobre un rodamiento fijo al bastidor, de manera que el eje roscado atravesaría un agujero roscado solidario a la barra, de forma que al rotar el eje, este aplica una fuerza axial que provoca el desplazamiento longitudinal de la barra, estando ésta unida por una articulación móvil al basculante donde está situado el eje de rotación de la manivela.

Para aplicar la rotación sobre el eje roscado, podemos utilizar un eje situado en paralelo, de forma que se pudiera aplicar un engranaje cónico de 90° entre éstos. Colocando en el extremo de este otro eje un pequeño volante o manivela que permita aplicar la fuerza necesaria para aplicar el par de rotación, ya se tendría el elemento necesario para el desplazamiento longitudinal de la cremallera.



Para el movimiento de transversal de los bordes, que debe estar sincronizado con el movimiento longitudinal de posición de la cremallera, se plantean dos posibles soluciones. Por una parte, el diseño de un sistema de barras articuladas, formando una especie de cuadriláteros articulados. En este caso, difícil de describir con palabras, una de las barras que formarían este sistema de barras articuladas, se movería de forma articulada y deslizándose en dirección transversal a la barra encargada del movimiento longitudinal de la cremallera, mientras el otro extremo de ésta primera, articulada sobre el bastidor fijo de la máquina, provocaría un movimiento de rotación.

Solidaria a esta barra que rota, saldría otra barra, que provocada por la rotación que se produciría, realizaría el movimiento perpendicular al canal, provocando el desplazamiento de los bordes.

Otra posibilidad para el movimiento de transversal de los bordes encargados de limitar el canal por el cual circulan los botes, sería mediante un sistema similar al movimiento longitudinal de posición de la cremallera. Es decir, igual que para éste se utiliza un eje roscado colocado longitudinalmente a la línea y fijado axialmente al bastidor, para el movimiento transversal de los bordes, se colocaría también un eje roscado, transversalmente colocado a la línea, y también fijado axialmente al bastidor, de manera que, al rotar el volante, también accionáramos este eje, que con la misma idea de la cremallera, hiciera desplazar los bordes según lo solicitáramos, de forma simultánea con el movimiento de traslación de la posición de la cremallera.

Estos dos sistemas, nos permitirían realizar una transmisión directa y sencilla, con una relación de los desplazamientos exacta entre las diferentes medidas de diámetro necesarias.

Viendo pues que los dos sistemas nos ofrecen una solución correcta, cabe plantearse cual de ellos es más recomendable.

En el segundo sistema descrito, el de ejes roscados, nos encontramos con un sistema válido para realizar la función demandada, pero existen diversas dificultades a primera vista. La primera de ellas, es que al tratarse de un sistema de ejes roscados, y al utilizarse transmisiones con engranajes cónicos, a pesar de no tener éstos que realizar una transmisión de potencia, la alineación de los ejes debe ser muy exacta.

Otro problema que se encuentra es, según la distancia de la línea, la necesidad de colocar dos o más ejes transversales para realizar el movimiento, ya que debido a las dimensiones



de la línea, éstos serían requeridos, implicando el tener que realizar una transmisión entre éstos para garantizar el sincronismo, de forma que añadiríamos más transmisiones cónicas.

Un tercer inconveniente se encontraría entre la transmisión entre los ejes transversales y los bordes que nos limitarían el canal. Si el desplazamiento de los canales, aproximadamente unos 10cm cada uno, se realiza sobre la plancha metálica, implicaría el tener que dejar un margen a partir del límite de la plancha para el movimiento del elemento de enlace entre bordes y eje, haciendo que el ancho de máquina aumentara, pero no el ancho máximo de línea.

Podría evitarse este problema si se aplicaran ranuras sobre la plancha metálica, pero al aplicarse un arrastre de los botes sobre la plancha, esta solución no es aconsejable, ya que podría producirse el trabado de los botes, provocando un posible derrame sobre la línea.

En el primer sistema descrito, estos tres inconvenientes comentados no estarían presentes, ya que, en primer lugar, al tratarse de un sistema de barras, según la longitud de la línea, se podría alargar el sistema lo que se necesitara, con el simple hecho de añadir un “cuadrilátero” más. Ello sería más barato que la opción de los ejes roscados, además de dejarnos un margen mayor de error en la alineación. Al no necesitara ejes y ajustes, esta solución sería más barata, ya que no se mecanizarían estas partes para el alineamiento de ejes, y no se necesitarían ni engranajes ni sus convenientes rodamientos.

El segundo problema que planteaba el sistema de ejes roscados, queda solucionado en éste, ya que al tratarse de una rotación de una barra, ésta puede estar situada en el extremo de la línea, y rotar hacia el interior de ésta, de manera que no sería necesario ese espacio extraordinario de máquina.

Así pues, la solución a adoptar será la del sistema de barras, ya que se trata de una solución sencilla y económica, mecanizando únicamente los agujeros en los laterales de las planchas, donde irán articuladas las barras.

Una vez escogidos el sistema de guiado y de empuje de los botes, se debe plantear ahora el sistema de accionamiento del movimiento de vaivén de los botes, es decir, el sistema de accionamiento de rotación de la manivela.



4.2.2. Accionamiento de rotación de manivela y subida-bajada cremallera

Como se ha comentado anteriormente, los dos movimientos que realiza la cremallera encargada de realizar el movimiento de traslación de botes, que es el sistema escogido para realizar el movimiento, están accionados por un mismo eje de salida. Por una parte, tenemos la manivela que es la que nos provoca el movimiento de vaivén de la cremallera, y por otra, una barra, que es la encargada de subir y bajar la cremallera gracias al empuje sobre ésta de una leva.

Se ha visto que para el centrado de los botes se necesitaba que la cremallera tuviera un ligero desplazamiento para que éstos quedaran centrados en un eje imaginario, independientemente de cual sea el diámetro de éstos, y para ello, se ha visto que la manivela estaba situada sobre un bastidor basculante, de manera que la manivela pudiera desplazarse lo necesario.

La barra encargada de subir y bajar la cremallera, debe tener exactamente el mismo movimiento independientemente de cual sea la posición de centrado de la cremallera, de manera que ésta no debiera estar en conjunción con el bastidor basculante.

Como se ha comentado, estas dos acciones deben ser accionadas por el mismo eje, de manera que garantizamos el sincronismo entre los dos movimientos, de manera que debería haber una transmisión del eje accionado al otro movimiento.

Considerando que de los movimientos, uno de ellos tiene el eje de rotación fijo (barra con leva), y el otro eje se desplaza respecto a una referencia fija, se considera que la mejor opción es la de introducir una transmisión entre el eje accionado (eje con leva) y la manivela.

Esta transmisión debemos considerar que debe transmitir una simultaneidad y sincronismo entre los dos movimientos, además de la transmisión de potencia. Estas serán las premisas para la elección de dicha transmisión, Cabe tener en cuenta, que el sentido de rotación de los dos movimientos, el de la manivela y el de la leva, sea en el mismo sentido.

Las transmisiones que se plantean son un tren de tres engranajes, para que el sentido de rotación sea el mismo. Una transmisión por cadena, con dos piñones con los mismos dientes, para asegurar sincronismo. También cabe la posibilidad de una correa, siempre que esta sea dentada.



La opción de la correa dentada, a similitud con el sincronismo que existe entre los árboles de levas y el cigüeñal en los motores de explosión, sería una opción correcta en cuanto a sincronización de los dos movimientos, pero al tener que realizarse una transmisión de potencia, y teniendo en cuenta que la velocidad de rotación no será excesivamente elevada como para provocar una velocidad periférica que desaconsejara la utilización de cadenas, se descarta esta posibilidad.

Para la elección entre las otras dos opciones de realizar la transmisión, no se cree que exista una razón técnica de forma directa que nos haga descartar una con respecto a la otra, de manera, que en el momento de realizar los cálculos, se tratará de llegar a una justificación de descarte algo más técnica.

Una nueva duda que se plantea ahora, en relación a la posibilidad comentada anteriormente de la introducción de una cremallera retráctil de manera que podamos reducir a la mitad el paso de la cremallera principal, nos implica que el movimiento de vaivén, debe reducirse de la misma manera a la mitad. Para ello, la aplicación escogida es la posibilidad de reducir el radio de giro de la manivela a la mitad, reduciendo consecuentemente el movimiento de la cremallera a la mitad.

Una vez situados en este punto, hay que plantearse el accionamiento del eje de leva-manivela.

4.2.3. Accionamiento de eje leva-manivela

Para el accionamiento del eje de la leva-manivela, al tratarse de una máquina destinada a uso industrial, lo mejor y más común sería la utilización de un motor trifásico asíncrono, calculando, según la relación de transmisión necesaria, la cantidad de polos que tenga éste. Cabe tener en cuenta desde un principio, que el motor deberá ser antideflagrante, ya que al encontrarse la máquina en un ambiente explosivo, la normativa obliga a la utilización de este tipo de motores, para evitar posibles accidentes.

A la hora de escoger el motor y la transmisión de reducción, deberemos tener en cuenta la velocidad de salida que se desea, además de la potencia necesaria. Así, si la velocidad máxima de salida es de 60rpm, que será una relación directa con los botes embasados por minuto. Así, la reducción de transmisión deberá estar en concordancia con la velocidad de salida del motor, que dependerá de la cantidad de polos que éste tenga.



Salvando esta cuestión, que se decidirá en el momento que se hagan los cálculos pertinentes, debe tenerse en cuenta, que la velocidad de salida interesará que sea mayor o menor dependiendo de la cantidad de botes por minuto que se puedan o se quieran envasar. Para ello, deberemos controlar la velocidad de rotación del eje de salida o eje leva-manivela.

Para poder tener este margen de utilización, debe plantearse soluciones para poder controlar la velocidad de salida. Para ello, se plantean diferentes posibles soluciones.

Una de ellas, sería la aplicación de un variador de velocidad sobre el motor, de manera que controlaríamos la velocidad de salida controlando de forma directa la velocidad del motor. Otra posible solución, sería la de introducir entre el motor y el reductor, una transmisión por correa con variador de velocidad, a similitud de las transmisiones de los ciclomotores sin velocidades, de manera que podría variarse la relación de transmisión, variando el radio de la polea, controlando de esta manera la velocidad de salida, estando el motor rodando a un régimen de giro constante, independientemente de la velocidad de salida.

Comparando estas dos posibles soluciones, vemos que la del variador de frecuencia, nos permitiría a priori un rango mayor de velocidades que el variador de velocidad, pero en su defecto, esta solución sería mucho más cara.

Antes de decidir cual de las dos soluciones sería la más adecuada, cabe plantearse otro problema, el cual podrá servir de ayuda a posteriori para decidir sobre cual de los dos sistemas escoger.

La cuestión a tratar es el hecho de cómo abordar las paradas momentáneas debido al fallo o error en algunas de las acciones del proceso de envasado, las cuales conllevaría un paro automático y momentáneo de la línea. El hecho de tener el sistema accionado por un motor asíncrono, nos hace plantear el evitar tener que parar el motor en estos casos. Para solucionar este problema, la solución es la colocación de un embrague en el recorrido de las transmisiones, que permita al motor rodar de forma constante, desembragándose éste en caso necesario.

El disponer de un embrague, deja la posibilidad que si la velocidad de llenado es menor que el movimiento de traslación de botes, éste no arrancaría hasta recibir la señal de que el bote ya ha sido llenado, de manera que el control de velocidades menores se puede realizar, en caso de que el variador de velocidad no nos reduzca la velocidad lo deseado, desembragando el eje de salida respecto al motor.



Parece lógico a priori, la utilización del variador de par. Cabe plantearse ahora la situación de este en la cadena de transmisión. Para ello, analizando diversas máquinas del mismo estilo, vemos que el variador de velocidad se encuentra situado de forma directa sobre el eje de salida del motor, de manera que para realizar la tensión para variar el radio de la polea, el motor se halla sobre raíles para poder ser éste desplazado sobre éstos, y así controlar el pensionado de la polea.

Otra posibilidad sería situar el variador en el eje primario del reductor. En este caso, el movimiento estaría también realizado en el motor, ya que el eje de salida del reductor debe ser fijo debido a que éste contacta con las transmisiones del eje de leva-manivela, siendo estas transmisión de cadena o engranaje, de manera que no debe haber ningún movimiento relativo entre la situación de ambos ejes. De esta manera, la primera y segunda alternativas son similares.

Otra alternativa, sería la colocación de una doble transmisión de correas, es decir, tener fijos el motor y el reductor, y colocar entre éstos un eje con dos variadores de par, de manera que tengamos una transmisión entre motor y eje de variadores, y entre éste y el reductor otra transmisión de correa. El movimiento de pensionado lo realizaría este eje intermedio con los dos variadores. Esta posibilidad además, al tener dos variadores de par, podríamos ampliar al margen de velocidades respecto a las otras soluciones que solo dispondrían de un variador. Además, esta solución permite el tener el motor fijo en el bastidor de la máquina, hecho que nos ayuda a la situación del cableado, que al no tener que realizar movimiento relativo al bastidor, ayudará en el diseño de éste.

Se puede observar que hay la posibilidad del uso de correas con el variador, pero éstas tendrán una cierta variabilidad en la velocidad final de salida, además del desgaste al que serán sometidas. El variador de frecuencia ofrece una mayor estabilidad en la velocidad, además de dar un mayor rango de velocidades, y evitar posibles paradas en caso de desgaste inusual de las correas.

Una vez solucionada la cuestión del control de la variación de velocidad de salida, debe plantearse la transmisión entre eje de salida de reductor y eje primario del embrague, y el tipo de embrague.

La transmisión a situar entre el eje de salida del reductor y el eje de entrada del embrague, no requiere que tenga una relación de transmisión sincronizada, lo cual nos haría



plantearnos la situación del uso de correas no dentadas, pero el hecho de tener que realizarse una transmisión de potencia, haría plantearnos el dejar de lado esta posibilidad.

La velocidad de salida, que sería, como se ha comentado anteriormente, del orden de decenas de rpm, nos permite la posibilidad de uso de cadena o correas, al ser la velocidad periférica baja, escogiendo para ello cadena de 12,70 mm de paso.

Según los cálculos realizados, la potencia necesaria es de aproximadamente 230W. Si le aplicamos factor de corrección de 2, la potencia requerida es entonces de unos 500W. Con ello, escogemos un motorreductor algo más potente, de 750W de potencia mecánica, con una velocidad de salida de 55rpm. El modelo de NORD es el SK 1SM50 – 80L/4.-





5. Estudio de mercado

Existen diversos tipos de envasadoras de pintura, aunque éstas no sean descritas de forma estricta como tales, sino como envasadoras de líquidos, ya que no solo serán exclusivamente para pintura. El proyecto se define como tal, ya que esta pensado para el transporte de los botes en la línea de envasado, y se tiene en cuenta ello principalmente.

Se pueden encontrar envasadoras automáticas y semiautomáticas. Las envasadoras semiautomáticas, se encuentra únicamente en el proceso con el llenado de los botes, siendo luego de forma manual el cerrado de éstos, mientras que en las automáticas, los botes circulan a través de una línea, durante la cual se van realizando las acciones automatizadas específicas. La línea de transporte y el accionamiento de ésta es lo que engloba el proyecto.

Consultando diversos fabricantes de este tipo de máquinas se ve que las envasadoras automáticas, máquinas como la que es objeto este proyecto, se realizan siempre bajo pedido, nunca llegando a tener un stock en caso de posibles ventas. Por el contrario, las máquinas semiautomáticas, las cuales no conforman una línea de envasado, si pueden encontrarse previamente fabricadas a la demanda de éstas, sin llegar a ser el stock acumulado excesivamente elevado, llegando éste a ser de unas decenas o como mucho centenas de las mismas.





6. Prestaciones de la línea transportadora

Como se ha ido comentando, la máquina automática envasadora de botes de pintura está diseñada para poder envasar en ella botes de pintura desde 100cm^3 hasta 5000cm^3 .

Las prestaciones de la máquina pues vendrán definidas por la cantidad de botes envasados en un cierto margen de tiempo, para los diferentes tipos de bote. Existen unas medidas de botes estándar, y se definen las prestaciones para estas medidas estándar, y en caso de utilizarse botes de medidas diferentes a éstas, puede extrapolarse las prestaciones según las estándar.

La velocidad de llenado de los botes, también vendrá condicionada por la viscosidad del producto, de manera que se define un máximo de velocidad de llenado o dosificación, que vendrá condicionado, como se ha dicho, por la viscosidad del producto y por la capacidad de la dosificadora, que en el caso de las máquinas automáticas, se instala en la mayoría de los casos dosificadoras volumétricas.

En caso de los botes pequeños, como la velocidad de llenado es rápida, la frecuencia de envasado de botes está también condicionada por las demás acciones, como, por ejemplo, el cerrado de botes y/o comprobación de estanqueidad de los botes.

Haciendo una aproximación de las diferentes frecuencias para cada acción, en el siguiente gráfico (Fig. 6.1) puede verse la restricción en la frecuencia final de llenado en cada caso.

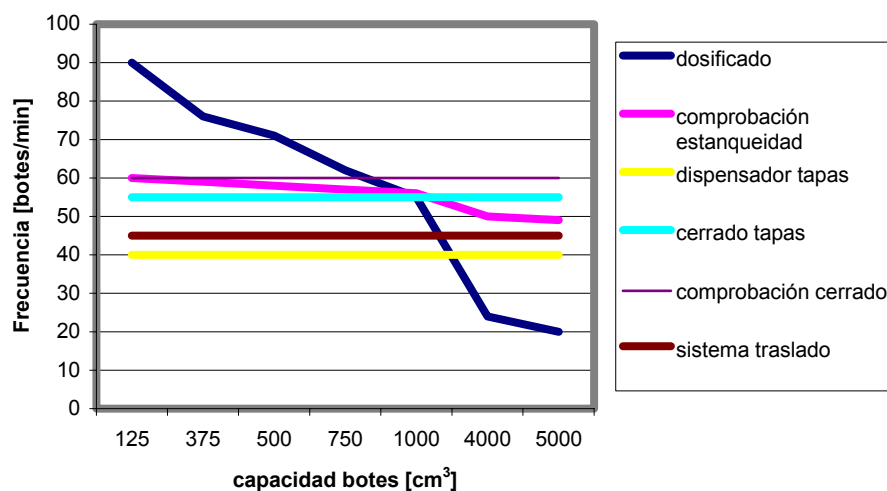


Fig. 6.1. Frecuencia máxima según acción



Así pues, la prestación de la máquina la restringe, según la capacidad del bote una acción u otra. En el caso de botes de gran capacidad, se restringe por la capacidad de dosificación, mientras, que para lo botes con menor capacidad, viene dada por la dispensación de tapas.

En la siguiente tabla (*Fig. 6.2*) se indican la frecuencia máxima en función de las capacidades de los botes.

Capacidad bote [cm ³]	Frecuencia máxima [botes/min]
125	40
375	40
500	40
750	40
1000	40
4000	24
5000	20

Fig. 6.2. Tabla Frecuencia máxima



7. Diseño de parámetros principales.

Para el diseño del sistema de cremallera, cabe tener muy en cuenta la cinemática de todo el grupo, ya que al tratarse de dos movimientos “tipo” combinados, éstos deben estar perfectamente sincronizados para obtener un resultado correcto.

La medida de los diferentes elementos que componen los movimientos son los que se deben medir para tener una correcta cinemática del grupo.

Los principales parámetros que deben tenerse en cuenta son, sabiendo que la altura del transporte de los botes en referencia al suelo será de 800mm más la correspondiente zapata reguladora, son la altura respecto al suelo del eje de rotación de la manivela h'' , longitud o radio de manivela r , altura del eje de empuje del pistón respecto al eje de manivela h' , longitud de biela b y distancia entre dientes de cremallera p y su posición relativa respecto a los ejes de acción de la máquina para diferentes diámetros de bote.

Cabe además tener en cuenta que al disponer de una cremallera suplementaria para reducir el paso de la cremallera a la mitad, también se deberán calcular parámetros para esta situación de funcionamiento. Sabiendo esto, primero se realizará el cálculo para la cremallera simple, y posteriormente para la cremallera con paso reducido.

Dentro del cálculo de estos parámetros, debe también realizarse el cálculo del perfil de leva, y su posterior sistema para la elevación de la cremallera.

De estos tres grupos de parámetros, el primero que se mirará será el de los parámetros de la leva, ya que los otros dos tendrán para sus respectivas situaciones los mismos parámetros del sistema de subida y bajada de cremallera.

7.1. Parámetros sistema subida-bajada

El sistema de subida y bajada de la cremallera se realiza mediante una leva. Esta leva, según la naturaleza del sistema, podemos definirla como una leva de doble detención.

La velocidad de funcionamiento de la leva no será elevada, de manera que el perfil de ésta no requiere una leva con un perfil de continuidad C^2 , pero si se realiza el perfil con esta continuidad, al tener una aceleración continua, contribuyendo a un mejor mantenimiento de la máquina.



Las curvas de Bézier a utilizar, estarían en función de la referencia que escojamos. La referencia escogida para la definición de la leva es la que describe el dibujo.

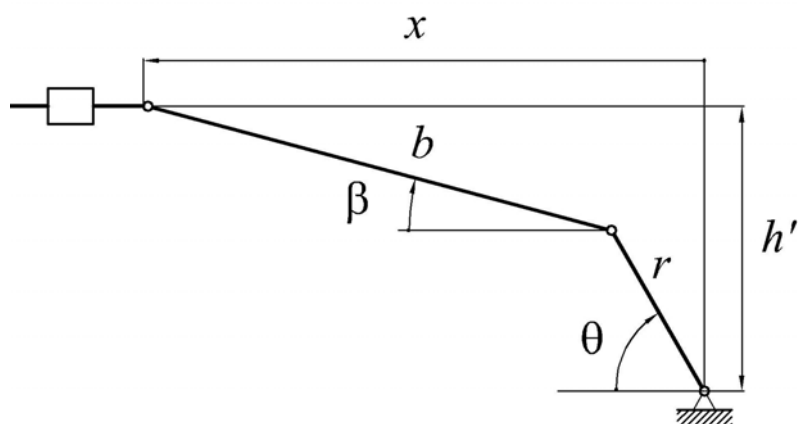


Fig. 7.1. Definición parámetros movimiento pistón-biela-manivela

Según la referencia utilizada, en la que el ángulo θ es el que forma la manivela con el eje horizontal, con un sentido de giro horario, se define el perfil de la leva para el tramo de subida y para el tramo de bajada.

La diferencia de radio en los diferentes tramos de detención de la leva Δl dependerá del movimiento que queramos aplicar al palpador, que en este caso, al tratarse de un palpador asimilable a un palpador de traslación con $\varepsilon = 0$, la diferencia de radios Δl será igual a la longitud desplazada por el palpador.

$\Delta l = 20\text{mm}$ puede ser válido, ya que podríamos tener margen para el retroceso q_2 , de entre 5mm y 10mm, que serían los mm por debajo respecto al plano de plancha por donde se trasladan los botes por el cual retrocedería la cremallera, y el incremento nos daría la altura de diente que se encarga de empujar los botes respecto del plano de plancha q_1 , que sería en este caso de entre 10mm y 15mm.

El radio exterior del disco, con el que realizar la leva, será equivalente al radio de la altura mayor del tramo de detención de la leva a realizar.

Viendo unas primeras iteraciones realizadas con valores aproximados a las medidas que se utilizarán, tomando h' constante como aproximación, vemos que para realizar la subida o bajada de la cremallera con paso normal, con una manivela de $r = 150\text{mm}$, el tramo entre los dos arcos descritos por el perímetro de la leva para generar las detenciones, para diferentes



márgenes de puntos muertos del movimiento longitudinal de la cremallera serían aproximadamente los ángulos siguientes según la siguiente tabla.

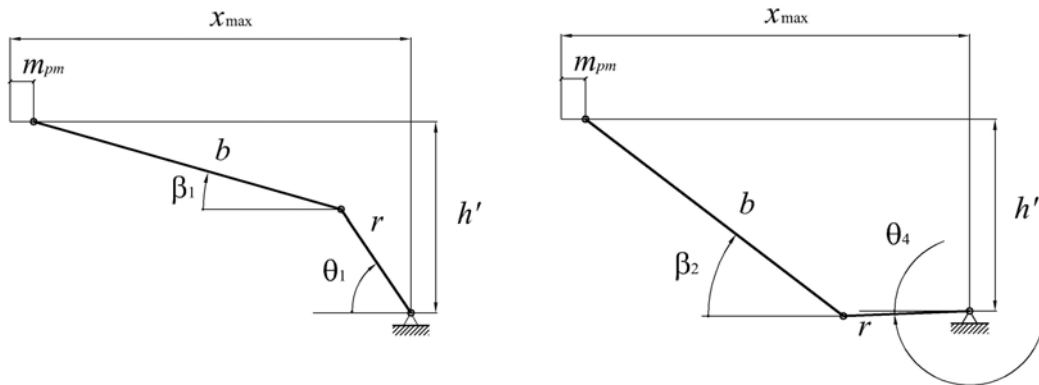


Fig. 7.2 .Definición de margen de punto muerto (m_{pm})

margen punto muerto cremallera (m_{pm}) [mm]	Ángulo ($\Delta\theta$) desplazamiento en subida ($\theta_1 - (360 - \theta_4)$) cremallera [°]	Ángulo ($\Delta\theta$) desplazamiento en bajada ($\theta_3 - \theta_2$) cremallera [°]
15	63	57
20	69	66
25	75	74

Fig. 7.3 Tabla de márgenes de punto muerto

Este margen de punto muerto, sirve para tener una primera idea del desplazamiento final que van a tener los botes a través de la línea, que sería la diferencia entre desplazamiento máximo x_{max} y el desplazamiento mínimo x_{min} pero el desplazamiento final vendrá en función de la combinación de los dos movimientos, el de subida de la cremallera, y el movimiento de avance y retroceso de la misma. Esto, definirá la distancia entre dientes necesaria para no producir interferencia, optimizando de esta manera la distancia de paso entre botes, marcando la distancia mayor posible entre dientes como el diámetro de bote mayor a utilizar en la línea más un cierto margen.



Para realizar la siguiente aproximación, se debe tener en cuenta los márgenes de punto muerto que se ha comentado, en combinación con la subida y bajada de la cremallera.

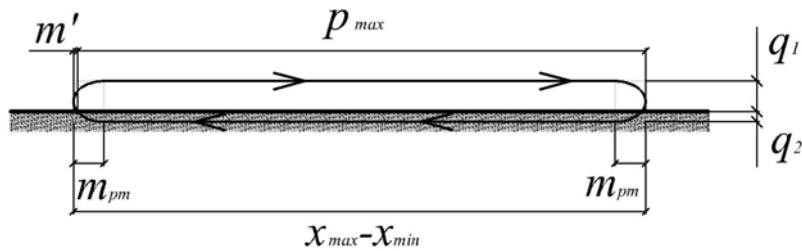


Fig. 7.4. Definición parámetros movimiento cremallera

En la imagen, puede verse como los márgenes de punto muerto m_{pm} son las zonas en las cuales se realiza el cambio de nivel de la cremallera, donde la línea horizontal remarcada nos indica el nivel de la plancha donde se transportan los botes.

Puede observarse, el margen m' , que indica la distancia del diente desde que cruza el nivel de la plancha y llega al punto muerto en sentido de retroceso. Ello, da la distancia máxima entre dientes p_{max} o paso máximo, puesto que si este fuera mayor, se crearía interferencia entre el diente y el bote.

La situación ideal sería en la cual el margen m' es nulo, ya que la velocidad del diente a la hora de entrar en contacto con el bote sería nula, aumentando esta de forma senoidal debido al sistema mecánico de pistón-biela-manivela. Esta situación, debido a las diferentes configuraciones en las que podrá actuar la máquina, se podría dar solamente en una de estas configuraciones, pero las posibles interferencias que se pudieran crear debido a los márgenes de error, aconseja el dejar este margen m' para dar cierta seguridad para evitar estas posibles interferencias.

En caso de que p fuera menor que p_{max} , no se generaría ninguna interferencia con el próximo bote a empujar por el diente, pero sí podría darse el caso de que sucediera con el posterior. El paso mínimo, vendría descrito por la siguiente ecuación (Eq. 7.1).

$$p_{min} = \frac{p_{max} + \phi_{max}}{2} \quad (\text{Eq. 7.1})$$



Donde ϕ_{\max} es el diámetro del bote mayor, o en caso de situar botes de base rectangular, sería la anchura del mayor a utilizar.

Esta fórmula, se ha deducido en caso de que el grosor de los dientes era nulo, Como no es el caso, debe tenerse en cuenta la anchura del diente w , el paso máximo p_{\max} , el margen m' , de manera que queda,

$$p_{\min} + m' = \frac{(p_{\max} + m' + w) + \phi_{\max}}{2} \quad \rightarrow \quad p_{\min} = \frac{p_{\max} + w + \phi_{\max} - m'}{2} \quad (\text{Eq. 7.2})$$

El paso final de los dientes de la cremallera, deberá estar comprendido entre (p_{\min}, p_{\max}) . El mejor valor sería p_{\max} , ya que nos aportaría la menor velocidad inicial, pero como en el caso de m' , las posibles interferencias que pudieran ocurrir si se utilizara éste como paso, aconsejan escoger un paso cercano a p_{\max} pero con cierto margen de seguridad δp . De manera, que el paso final es

$$p = p_{\max} - \delta p \quad (\text{Eq. 7.3})$$

7.1.1. Ecuación perfil de subida

Para realizar el perfil del tramo de subida, se utiliza las curvas de Bézier no-paramétricas, y en el caso de utilizar curvas C^2 para un tramo intermedio de una leva de doble detención, utilizaremos 3 puntos de control para la primera parte, y 3 puntos de control para la siguiente. El cambio del valor de $b(u)$ entre los dos grupos de puntos es igual a la diferencia de radio de los dos tramos de detención de la leva.

En este caso pues, $b_0, b_1, b_2 = 0$, y $b_3, b_4, b_5 = \Delta l$.

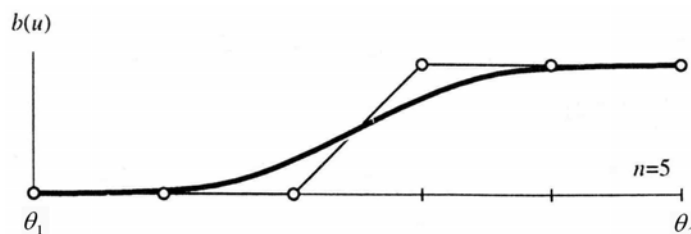


Fig. 7.5. Gráfico curva de Bézier de subida C^2 . [1]

[1] CARDONA, S., CLOS, D., *Teoría de màquines*. Barcelona, Edicions UPC, 1998, p. 95



Se obtiene una curva de Bézier no paramétrica tal que:

$$b(u) = \sum_{i=0}^n b_i B_i^n(u) \quad u \in [0,1] \quad \text{donde} \quad u = \frac{\theta - \theta_4}{\theta_1 - \theta_4} \quad \theta \in [\theta_4, \theta_1] \quad (\text{Eq. 7.4})$$

y donde θ_4 es el ángulo donde acaba la detención de baja altura y θ_1 donde empieza el tramo de detención de altura mayor.

Se realiza un cambio de variable, de manera que el intervalo a la hora de definir los ángulos empiece en cero, y no tenga que cambiar el valor de θ una vez se superan los 360°, de manera que

$$u = \frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_1 - \varphi_0} \quad \varphi \in [\varphi_0, \varphi_1] \quad \begin{array}{ll} \varphi = \theta - \theta_4 & \theta \in [\theta_4, 360) \\ \varphi = \theta + (360 - \theta_4) & \theta \in [0, \theta_1] \end{array} \quad (\text{Eq. 7.5})$$

Así pues, el polinomio obtenido, teniendo en cuenta los puntos de control es,

$$\begin{aligned} b(u) &= b_0 [B_0^5(u) + B_1^5(u) + B_2^5(u)] + b_3 [B_3^5(u) + B_4^5(u) + B_5^5(u)] \\ b(u) &= \Delta l \cdot u^3 [10(1-u)^2 + 5(1-u)u + u^2] \end{aligned} \quad (\text{Eq. 7.6})$$

7.1.2. Ecuación perfil de bajada

En el caso de bajada, se realiza de la misma manera, con curvas de Bézier de grado C^2 . En este caso, la diferencia se encuentra en el cambio de los puntos de control, pues esta vez éstos estarán invertidos respecto a los anteriores, quedando $b_0, b_1, b_2 = \Delta l$, y $b_3, b_4, b_5 = 0$.

El cambio de base será similar, pero esta vez los ángulos de detención serán diferentes, siendo θ_3 es el ángulo donde acaba la detención de la altura mayor, y θ_4 donde empieza el tramo de detención de altura menor.

En este caso, se obtiene,

$$\begin{aligned} b(u) &= \Delta l [1(1-u)^5 + 5(1-u)^4 u + 10(1-u)^3 u^2] \\ b(u) &= \Delta l (1-u)^3 [1(1-u)^2 + 5(1-u)u + 10u^2] \quad \text{donde} \quad u = \frac{\theta - \theta_2}{\theta_3 - \theta_2} \quad \theta \in [\theta_2, \theta_3] \end{aligned} \quad (\text{Eq. 7.7})$$



Los valores de θ_i comentados en las tablas anteriores están hallados de una primera iteración con unas aproximadas. Sus valores exactos, descritos al final del apartado, han sido hallados tras iteraciones con diferentes medidas de los parámetros expuestos.

El grosor de la leva a realizar, dependerá de la fuerza que tenga que aguantar ésta, que será el peso de la cremallera más un margen de seguridad. Este parámetro, no tiene importancia en el cálculo cinemática del movimiento, pero si lo tendrá en los cálculos mecánicos, realizados más adelante.

7.2. Cremallera

A la hora de definir los parámetros, la altura del eje de la manivela estará definida en función de las transmisiones entre el eje de ésta y el eje accionado, el mismo donde está situada la leva.

Debido al sistema definido de alineación longitudinal de dientes con las acciones a realizar a través de la línea, la altura del eje de la manivela h'' es variable. Esta variación es pequeña, pero debe tenerse en cuenta a la hora de realizar los cálculos.

La altura máxima que podrá tener el eje de la manivela, que será en la posición vertical del brazo basculante es de aproximadamente 400mm. El resto de medidas serán menores, posicionándose tanto horizontal como verticalmente según el radio descrito por el brazo basculante.

Para tener una menor variación en los botes pequeños, interesa que el brazo pierda altura conforme la utilización de la línea sea para botes más grandes, es decir, que para el bote más pequeño la altura h'' sea la mayor, y al estar el brazo vertical, la pérdida de altura es menor para ángulos pequeños, ya que ésta es la proyección vertical del brazo.



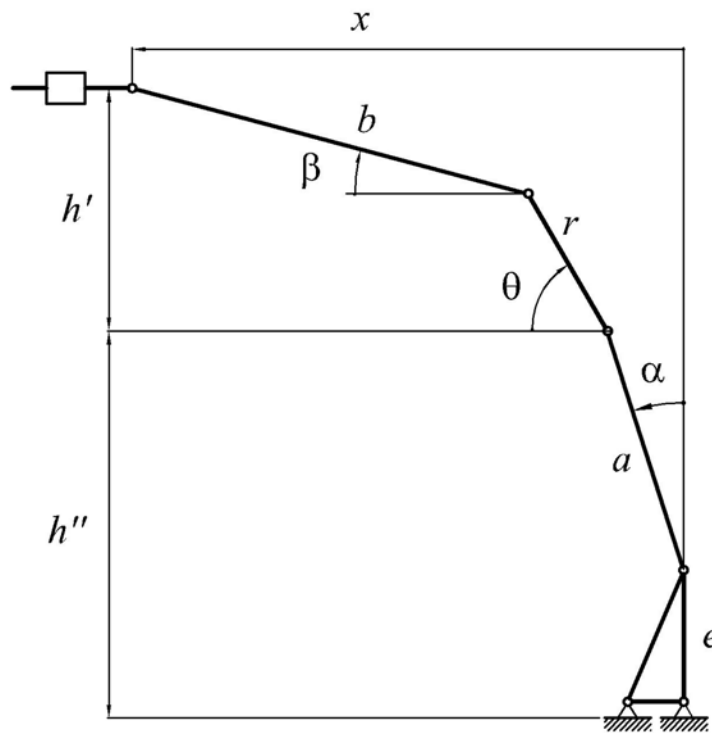


Fig. 7.6. Definición parámetros movimiento pistón-biela-manivela junto basculante

De esta manera, para realizar los cálculos, se ve que para el bote más pequeño, $\alpha = 0$, siendo entonces en esta situación $x_{\min}|_{\alpha=0}$ la referencia para la situación del centro de los botes, de manera que para esa posición, fijamos el centro del bote pequeño, siendo el diámetro de este de unos 60mm.

De esta manera, el diámetro de bote a utilizar en la línea, en función del ángulo α del brazo basculante será,

$$\phi_{\alpha} = \left((x_{\min}|_{\alpha} - x_{\min}|_{\alpha=0}) + 30 \right) \cdot 2 \quad (\text{Eq. 7.8})$$

7.2.1. Paso de cremallera

A la hora de cambiar el paso de la cremallera, debe tenerse en cuenta que no puede perderse la referencia del centro de bote, que se produce en x_{\min} .

Para aumentar el movimiento al doble, aumentamos la longitud de la manivela el doble, pero si no se modifica la longitud de la biela, perdemos la referencia utilizada. Para solucionar este problema, debe aumentarse la longitud de la biela la misma distancia que se aumenta la



longitud de la manivela, para mantener la referencia de los centros en el mismo lugar como puede verse en el esquema siguiente (Fig. 7.7).

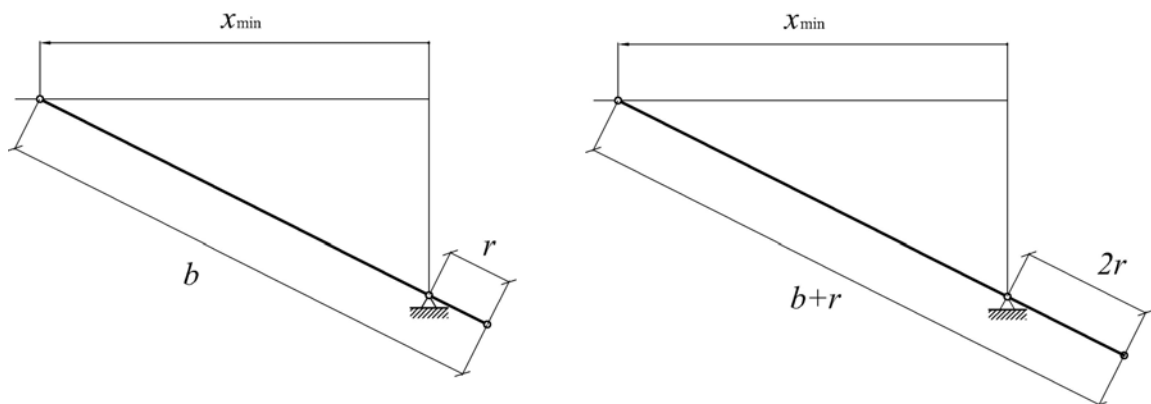


Fig. 7.7. Diferencias entre longitudes biela y manivela para los dos movimientos

Para poder realizar esta operación, se dispondrá de una biela la cual tendrá en el extremo que se encaja con la cremallera un agujero para realizar la unión articulada con ésta, y en el otro extremo, dispondrá de dos agujeros distanciados entre sí la distancia establecida de la longitud de la manivela, para poder tener ambas configuraciones sin tener que cambiar elementos de la máquina, sino únicamente cambiar el enlace articulado entre la biela y la manivela.

Se han realizado unas primeras iteraciones, y para realizar un movimiento de paso entero, la longitud de la manivela de 150mm, proporciona un desplazamiento que permite pasos de cremallera p de entre 297mm para el p_{\max} y 276mm para el p_{\min} , en el caso de utilizar botes rectangulares de hasta 250mm de anchura. En el caso de utilizar una manivela la mitad de larga, es decir, de 75mm, y aumentando la biela en otros tantos, las primeras iteraciones realizadas para estas mediadas, da un paso de cremallera p' de entre 149mm para el p_{\max} y 134mm para el p_{\min} , teniendo como bote máximo para éstas dimensiones el de diámetro de 111mm.

En este caso pues, como el paso reducido será exactamente la mitad que el paso entero, los límites de paso a tener en cuenta serán los establecidos en la utilización del paso entero.

Así pues, el paso de cremallera entero p estará comprendido entre 297 y 277mm.



Como debe estar comprendido entre estos dos valores, y se ha visto que es interesante que tienda más hacia el valor máximo, pero dejando un margen de error, la distancia escogida para el paso de la cremallera p es de 290mm.

7.2.2. Sistema cambio de paso

Observando la mayoría de máquinas del mercado, puede verse que el cambio de paso debía hacerse con la máquina parada, e implicaba la manipulación directa sobre el sistema mecánico por parte de algún operador. En estas máquinas, el operador de mantenimiento o la persona encargada de realizar este cambio, debía cambiar la articulación que había entre la biela y la manivela, reduciendo o ampliando la carrera de la cremallera.

En este sentido, en la realización de este proyecto se ha estudiado la posibilidad de realizar este cambio de paso sin la necesidad de una manipulación directa por parte de algún operador.

Para ello, se planteó donde debía realizarse este cambio, y observando que en el punto muerto final, como puede observarse en el anterior esquema (*Fig. 7.7*), coinciden la distancia de referencia, se decidió actuar en ese punto en común de los dos tipos de paso.

Para ello, se ha decidido disponer de 2 conjuntos de manivela y biela, paralelos y solidarios, y realizar la fijación de uno de los dos, dependiendo si se quiere paso largo o paso corto, en la posición de la cremallera donde coinciden las dos articulaciones entre cremallera y bielas.

Salvo en este punto muerto, después entre las 2 articulaciones, se produce un movimiento relativo horizontal, llegando a la distancia máxima en el punto muerto inicial, que viene a ser de aproximadamente 2 veces la diferencia de radios de la manivelas (*Fig. 7.8*), que es también aproximadamente la distancia de medio paso.



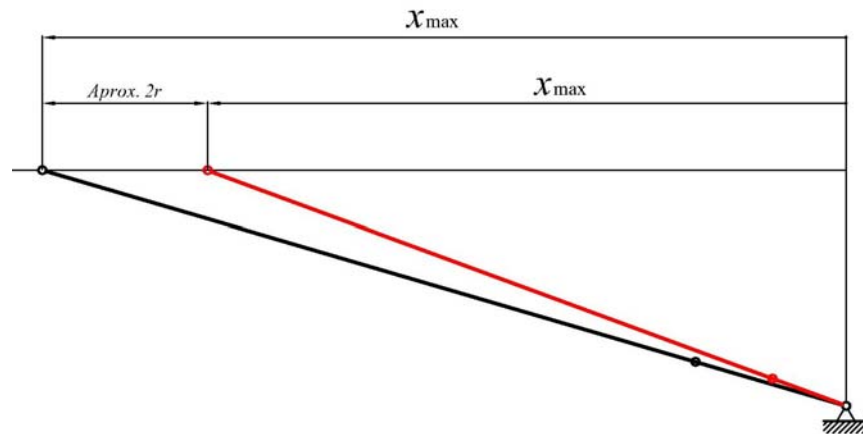


Fig. 7.8. Diferencia articulación cremallera-biela

Este hecho implica, que en caso de fijar a la cremallera para el movimiento de paso largo, debe realizarse una guía para el avance relativo del eje donde se articula la biela de paso corto respecto a la cremallera, mientras que en el caso de realizar la fijación para el movimiento de paso reducido, debe realizarse una guía para el retroceso relativo del eje donde se articula la biela de paso largo respecto a la cremallera.

Este sistema implica la realización del cambio de paso en el punto muerto final, una vez finalizado el avance de la cremallera, ya que es en este punto donde coinciden en la horizontal los dos eje de articulación de las diferentes bielas, pudiendo en esa posición desbloquear un sistema para bloquear en el mismo movimiento la articulación de la otra biela.

7.2.3. Longitud cremallera

Una vez sabido la longitud de paso de la cremallera p , hay que definir la longitud total de la cremallera. Para ello, sabemos que la longitud inicial que se había pensado que tuviera la cremallera es de 3m, pero para realizar una aproximación más exacta, valoremos las acciones a realizar sobre la línea, considerando cierto espacio entre éstas.

Ante todo hay que definir las acciones que se realizarán sobre la línea de envasado, y una vez escogida, podrá valorarse la distancia necesaria de la línea y consecuentemente de la cremallera.



Algunas de las acciones comentadas en la descripción de la máquina, no son realizadas en la línea de envasado, sino que se realizan en situaciones posteriores, como es el caso de del etiquetado y el control de peso, que se realizan sobre cinta transportadora.

Las acciones pues, que se realizan en el tramo de transporte objeto de este proyecto son la comprobación de estanqueidad, el dosificado de pintura, el dispensado de tapa, el cerrado de tapa y marcado de fondo, que se realizan sobre un mismo bote simultáneamente, y la comprobación de cerrado de tapa.

Hay que definir la distancia necesaria entre acciones para la cabida de sus respectivas máquinas accionadoras. El paso de la cremallera, nos indica la distancia que existe entre centros de botes a través de la línea, de manera que el eje de acción de las diferentes máquinas deben estar separados entre si una distancia múltiplo del paso de la cremallera.

En las máquinas existentes, puede observarse el tamaño de las máquinas encargadas de las acciones a realizar a través de la línea. El dosificador de pintura es la máquina que más espacio ocupa de todas llegando a necesitar algo más de 600mm para su ubicación. El resto de dispositivos, no requieren más de 500mm para su ubicación. De esta manera, la cantidad de pasos de cremallera que se necesitan a través de la línea para llevar a cabo las acciones de envasado son, si se considera únicamente una dosificadora y una estación cerradora de tapas con cabezal intercambiable, las siguientes.

Acción	Pasos
Comprobación estanqueidad	2
Dosificación pintura	3
Dispensado tapa	2
Cerrado tapa	2
Comprobación cerrado tapa	2

Fig. 7.9. Tabla descripción de pasos

Debe tenerse en cuenta además que se necesita cierto tramo para la incorporación de los botes a la línea desde el dispensador de tapas. De esta manera, puede definirse el proceso en el que hay 13 posiciones de los botes a lo largo de la línea. La primera situación de éstos es libre, puesto que es la entrada a la línea. En el siguiente movimiento, el bote ya se halla centrado respecto a los ejes de acción de las acciones a realizar a través de la línea. De esta



manera, los dientes necesarios en la cremallera serán 12, como puede comprobarse en el desglose realizado a continuación.

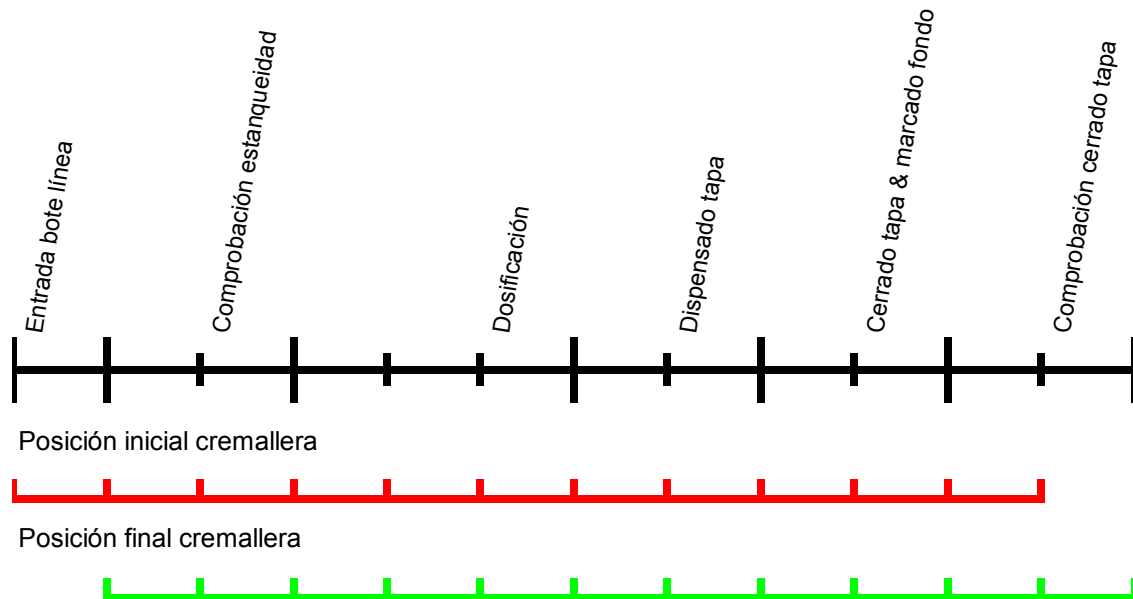


Fig. 7.10. Disposición de pasos

Una vez se sabe los dientes que tiene la cremallera principal, habrá que definir también las medidas de ésta con la cremallera adicional para el paso reducido. Para ello, debemos tener en cuenta si en la posición extrema inicial, debe añadirse un paso de cremallera más extremo o con los pasos interiores añadidos es suficiente. Para ello, cabe mirar las posiciones extremas en las diferentes situaciones, teniendo en cuenta que a partir de $\alpha = 8^\circ$, la cremallera pasa a ser de paso completo, retrasándose el diente medio paso más.

Así pues, tomando como referencia inicial la posición extrema final de la cremallera en $\alpha = 0^\circ$, y considerando que la cremallera adicional solo tiene pasos interiores añadidos, la diferencia entre las diferentes posiciones respecto a ésta, para las diferentes posiciones de botes estándar son,



α [°]	x_{\max} [mm]	Δx_{\max} [mm]
0,5	937,78	2,18
3	948,63	13,03
5	957,22	21,62
6	961,49	25,89
16	1154,96	219,36

Fig. 7.11. Referencia inicial sin diente exterior

Si se introdujera el mencionado diente exterior en el extremo inicial, los Δx_{\max} quedarían tal que,

α [°]	x_{\max} [mm]	Δx_{\max} [mm]
0,5	1082,78	2,18
3	1093,63	13,03
5	1102,22	21,62
6	1106,49	25,89
16	1154,96	74,36

Fig. 7.12. Referencia inicial con diente exterior

A primera vista parece que la mejor solución sería la introducción de este diente exterior principal, ya que el crecimiento de Δx_{\max} es más continuo, pero para decidir cual de los dos casos es mas conveniente, cabe tener en cuenta que en la carga de los botes sobre la línea, éstos, independientemente de cual sea su tamaño, tendrán su posición referenciada respecto a la línea con uno de sus "lados", ya sea el derecho o el izquierdo.

En el caso de que los botes estén referenciados en el lado izquierdo, independientemente de si se utiliza el diente exterior, existe la posibilidad de que ocurra un interferencia, ya que, como muestra la siguiente tabla, la distancia entre el diente en la posición extrema y el lado derecho del bote sería justa, dependiendo de el margen de distancia que se aplicara, siendo esta distancia la suma de Δx_{\max} , el diámetro del bote, y dicho margen.



α [°]	Δx_{\max} [mm]	dist(diente, lado izqd bote) [mm]
0,5	2,18	65,18
3	13,03	96,03
5	21,62	123,62
6	25,89	136,89

Fig. 7.13. Distancia diente inicial con referencia en lado izquierdo

A falta de la introducción del margen, vemos que en el caso de $\alpha = 6^\circ$, el margen máximo aplicable sería de unos 8mm, un margen no admisible puesto que si se tiene en cuenta que la longitud del diente es de aproximadamente 10mm, se produciría interferencia.

De esta manera, se deduce que los botes deberán estar referenciados a la entrada de la línea por su lado derecho. Cabe decidir ahora si se escoge la cremallera suplementaria con diente exterior o sin éste. Para ello lo que se hace es mirar que posibilidades hay para ambos casos.

En ambos casos se sitúa la línea de referencia en el punto más retrasado de un determinado diente, en el caso que $\alpha = 8^\circ$, ya que para ángulos mayores el diente se desplazaría según el ángulo α con gradiente similar, pero desplazado 145mm más, de manera que en este caso Δx_{\max} será negativo para valores inferior a $\alpha = 8^\circ$.

En el caso que se dispone de diente exterior, para realizar los cálculos de Δx_{\max} para $\alpha < 8^\circ$ se referencia con el diente exterior adicional, mientras que para $\alpha > 8^\circ$, se referencia con el primer diente de la cremallera fija.

En el otro caso, en el que no se dispone de diente exterior, se referenciará, independientemente del valor del ángulo α con el primer diente de la cremallera fija.

Según estos criterios, los resultados son los siguientes.



α [°]	Δx_{\max} [mm]	dist(diente, lado dcho bote) [mm]
0,5	-39,24	105,76
3	-28,39	116,61
5	-19,8	125,2
6	-15,53	129,47
16	23,94	168,94

Fig. 7.14. Distancia diente inicial (con diente exterior) respecto lado derecho bote

α [°]	Δx_{\max} [mm]	dist(diente, lado dcho bote) [mm]
0,5	-39,24	105,76
3	-28,39	116,61
5	-19,8	125,2
6	-15,53	129,47
16	168,94	313,94

Fig. 7.15. Distancia diente inicial (sin diente exterior) respecto lado derecho bote

Analizando los resultados obtenidos, se observa que ninguna de las dos opciones es adecuada, ya que en el caso de utilizar diente exterior, la distancia entre el diente y la pared de referencia es menor que el diámetro del bote para esa configuración, mientras que en el caso de la no utilización del diente exterior, se produciría interferencia del bote con el siguiente diente para esa misma configuración.

Cabe la posibilidad de desplazar la referencia de la situación de salida de los botes respecto a los dientes, de manera que puede comprobarse si hay alguna posibilidad que se adecue.

α [°]	Δx_{\max} [mm]	dist(diente, lado dcho bote) [mm]
0,5	-39,24	136,82
3	-28,39	147,67
5	-19,8	156,26
6	-15,53	160,53
16	23,94	200

Fig. 7.16. Distancia diente inicial (sin diente exterior) respecto lado derecho bote (desplazado)



Si se avanza la línea de referencia para que no haya problemas para que pueda entrar el bote de 190mm, aparece por contra el problema de que en para las configuraciones de ángulos α de 3°, 5° y 6°, se produce interferencia entre el bote y el siguiente diente, de manera que esta posibilidad es inviable.

α [°]	Δx_{\max} [mm]	dist(diente, lado dcho bote) [mm]
0,5	-39,24	71,82
3	-28,39	82,67
5	-19,8	91,26
6	-15,53	95,53
16	168,94	280

Fig. 7.17. Distancia diente inicial (con diente exterior) respecto lado derecho bote (desplazado)

En este caso, si se desplaza la línea de referencia para que no se produzca la interferencia entre el bote y el siguiente diente, aparece un nuevo problema para el caso de ángulos menores en los que el espacio habilitado para la entrada del bote es menor que el diámetro del propio bote, como en el caso de $\alpha = 6^\circ$, configuración preparada para botes de 111mm.

Se concluye pues, que no puede ponerse una línea de referencia fija a través de la cual se alinean los botes para la entrada en la línea, necesitando entonces que la referencia de entrada de los botes a la línea sea variable en función de los botes.

Para dar solución a ello, una posibilidad sería el sincronizar esta referencia variable con el ajuste de la línea respecto a los botes a utilizar en la línea. Esto debería hacerse de forma conjunta con el sistema de centrado transversal de los botes a través de la línea.

Otra posibilidad, aunque algo más ajustada, sería la de acortar el espesor de los dientes que pudieran producir interferencia, aumentando el espacio de entrada de los botes. Como se trataría en este caso de botes vacíos, los cuales ofrecerían sobre el diente una resistencia pequeña, podría reducirse el tramo de diente que sobresale hasta 2mm de espesor, evitando el problema de esta manera.

Tras realizar diferentes iteraciones en los planos, se observa que la solución a adoptar es una combinación de las dos últimas comentadas anteriormente, reduciendo el diente, y



variando la línea de referencia en función del movimiento de arco de los bordes que delimitan el carril transversalmente.

De esta manera, se realizará una cremallera principal de 12 dientes, mientras que la cremallera supletoria será de 11 dientes, situados éstos entre los dientes de la cremallera principal.

7.3. Sistema de alineación de botes en la línea

Como se ha comentado en anteriores apartados, la línea podrá abarcar el traslado de diferentes tipos de botes de transporte. Para ello, la línea debe contar con un sistema de alineación de los botes respecto a las acciones a realizar a lo largo de ésta. Para ello se dispondrá de un sistema de alineación de botes transversal, y sincronizado con éste, existe también un sistema de alineación longitudinal, de manera que los botes queden alineados con las acciones con única actuación.

7.3.1. Sistema de alineación longitudinal de botes

El sistema de alineación longitudinal de los botes se basa en el avance o retroceso de la cremallera a respecto a una posición determinada.

Como se ha comentado anteriormente, la alineación longitudinal se realiza mediante el movimiento del brazo basculante que soporta el eje de rotación de la manivela, y con el movimiento de éste, se avanza o retrasa la cremallera.

La posición inicial que se ha tomado es en la que está el brazo basculante en posición vertical, en la que el ángulo α es igual a 0° . Al rotar el brazo basculante hacia la parte inicial de la línea, desplazamos el eje de rotación de la manivela, de manera que se desplaza a su vez la cremallera.

Si para $\alpha = 0^\circ$ se define la línea para la utilización de botes de 60mm de diámetro, para las sucesivas posiciones del brazo basculante se obtiene el ángulo α necesario para cada bote, en función del diámetro que tenga éste.

Así pues, como se ha comentado en apartados anteriores, para los diferentes tipos de botes estandarizados existentes en el mercado habrá una configuración de la máquina, como se observa en la siguiente tabla.



Capacidad [cm ³]	Diámetro bote [mm]	α [°]	x_{\min} [mm]	dist(diente, eje) [mm]	Diámetro teórico [mm]
-	-	0,0	783,7	30,0	60,0
125	63	0,5	785,9	32,2	64,4
375	83	3,0	796,7	43,0	86,0
500	102	5,0	805,3	51,6	103,2
750	102	5,0	805,3	51,6	103,2
1000	111	6,0	809,5	55,9	111,7
4000	190	16,0	850,8	97,1	194,2
5000	190	16,0	850,8	97,1	194,2

Fig. 7.18. Distancia diente respecto a eje

El movimiento y anclaje del brazo basculante se realiza mediante una barra articulada entre el brazo basculante y una plancha guiada, la cual se controla su posición mediante un eje roscado, controlando así también el ángulo girado por el brazo basculante. La medida de la plancha y la barra articulada no es crítica, pero si repercute en la relación entre el desplazamiento de la cremallera para el alineado longitudinal de los botes y el guiado de éstos a lo largo de la línea.

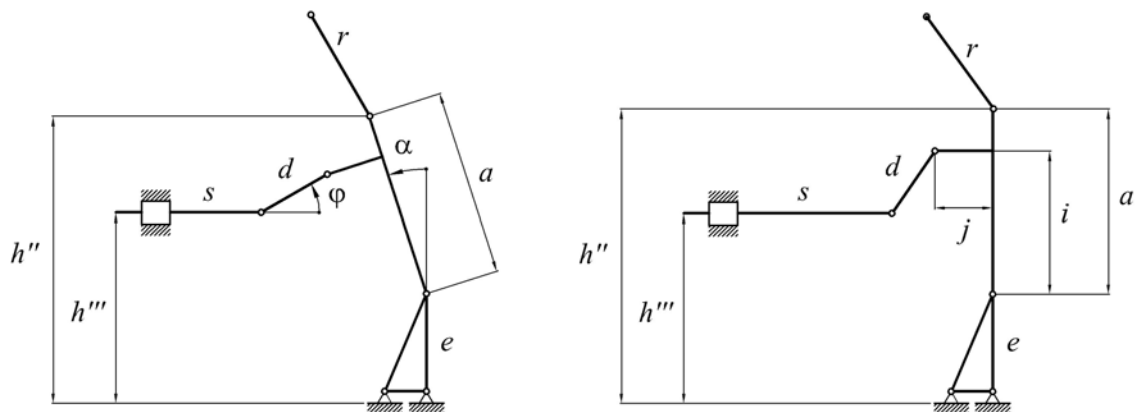


Fig. 7.19. Esquemas sistema de basculación



Para que la relación del desplazamiento de la cremallera sea lo más constante respecto al movimiento de la plancha guiada, debe situarse la plancha horizontalmente a la altura de la articulación donde irá la barra unida al brazo basculante.

Al describir el brazo basculante un arco, la altura de la articulación es algo variable, de manera que no puede situarse la plancha para todas las posiciones donde se ha comentado, de manera que hay que situarla donde mejor convenga. La mejor posición es aquella en que las fuerzas aplicadas sean más efectivas, ya que al tratarse de un desplazamiento accionado manualmente, el suponga el menor esfuerzo facilitará su manipulación.

Para ello, se calcula la geometría que de un mayor “rendimiento”, realizando iteraciones con diferentes configuraciones.

Para definir la mejor configuración debe tenerse en cuenta que la alineación transversal de los botes está sincronizada y también forma parte del mismo mecanismo que la alineación longitudinal de los botes, de manera que cabría definir antes los parámetros de ambas para decidir cual es la mejor configuración a llevar a cabo.

Para ello, se procede seguidamente a la descripción de los mecanismos para la alineación transversal de los botes a lo largo de la línea.

7.3.2. Sistema de alineación transversal de botes

Como se acaba de comentar, el sistema de alineación transversal forma parte de un mecanismo conjunto con el sistema de alineación longitudinal de los botes, para ofrecer de esta manera una sincronización entre ambos sistemas de alineación.

El principio fundamental de la alineación longitudinal de los botes consiste en el desplazamiento horizontal de una plancha guiada, y se aprovecha este desplazamiento para realizar el movimiento de los bordes que delimitan el canal por el cual se desplazan los botes.

Partiendo pues de un movimiento lineal horizontal y de dirección longitudinal, se debe realizar el movimiento transversal de los bordes de la línea.

Según el sistema escogido de las diferentes alternativas propuestas, el desplazamiento transversal de los bordes es una traslación sobre un plano horizontal, describiendo éstos un



arco de circunferencia. El arco que describe y los demás parámetros deben decidirse conjuntamente con los parámetros descritos para realizar la alineación longitudinal.

Los parámetros que definen el movimiento de los bordes para la alineación transversal se pueden ver a continuación en la siguiente ilustración.

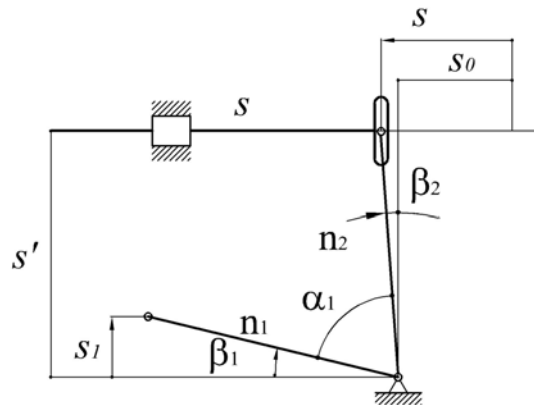


Fig. 7.20. Esquema sistema alineación transversal

La distancia transversal entre las posiciones extremas en que deben situarse los bordes proporciona las distancias que debe recorrer cada borde. Así pues, si el diseño de la máquina está pensado para botes con un diámetro máximo de 190mm, y para botes pequeños de hasta un mínimo de 60mm de diámetro, ello quiere decir que el recorrido transversal que debe realizar cada borde es de 65mm.

Así pues, en el momento que s sea el máximo, s_1 será el mínimo. Esta posición será para la configuración en que los botes tienen el mayor diámetro, que en este caso será de 190mm, mientras que en el caso de que s fuera el mínimo, s_1 será a su vez el máximo, y será en la configuración para el diámetro de botes más pequeño, el caso en que $\alpha = 0$, caso en el que el diámetro de los botes es aproximadamente 60mm. Estos casos podemos verlo en la siguiente ilustración.



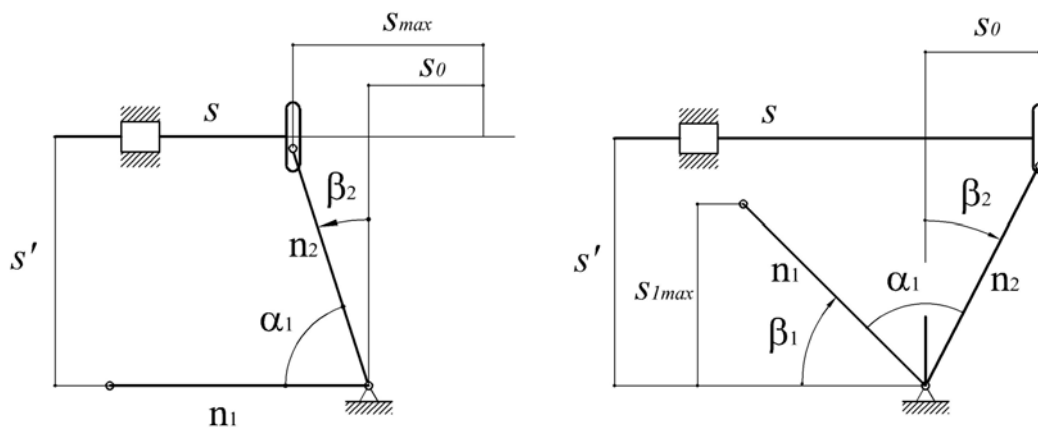


Fig. 7.21. Esquema posiciones extremas sistema alineación transversal

Para realizar una primera aproximación de los valores que deben adoptar los parámetros, se realiza primero la suposición que el movimiento de la plancha es directamente proporcional al desplazamiento de la posición del diente de cremallera, es decir, Δx igual a Δs .

El parámetro s' , no es crítico en los cálculos que se realizan a continuación, ya que lo que interesa es el desplazamiento s_1 en referencia con el desplazamiento de s , de manera que s' no influye en el cálculo.

Para la relación de ecuaciones, cabe tener en cuenta que α_1 , el ángulo entre las dos barras, es constante entre éstas, mientras que β_1 y β_2 toman diferentes valores para las diferentes configuraciones, pudiendo β_2 adquirir valores negativos. La relación de ecuaciones que intervienen en el cálculo pues, son las siguientes.

$$s = s_0 + n_2 \cdot \sin \beta_2 \tag{Eq. 7.9}$$

$$s_1 = n_1 \cdot \sin \beta_1 \tag{Eq. 7.10}$$

$$\beta_1 + \alpha_1 + \beta_2 = 90^\circ \tag{Eq. 7.11}$$

Cabe tener en cuenta, a la hora de hacer las iteraciones para hallar la configuración más idónea, que la longitud de las barras tienen unas limitaciones. En el caso de n_1 , la distancia de la barra debe ser como mínimo de una longitud igual al recorrido transversal que debe realizar cada bote, que en este caso es de 65mm. Para n_2 , la distancia mínima para realizar



las primeras operaciones sería la mitad de la distancia que recorrería s , y como máximo teórico, la distancia s' .

Una vez fijada las distancias de las barras, y el ángulo entre éstas, se realiza las iteraciones para diferentes valores de s , obteniendo de esta manera los valores de s_1 , además de los ángulo β_1 y β_2 .

A primera vista, en el caso en que la distancia de las dos barras fuera igual, y el ángulo entre éstas igual a 90° , el progreso de incremento de s_1 es igual al proceso de incremento de x , siendo la configuración ideal.

n_1 [mm]	100
n_2 [mm]	100
α_1 [°]	90

α [°]	Δx [mm]	Δs [mm]	Δs_1 [mm]	$\Delta x - \Delta s_1$ [mm]	DIF	β_2 [°]	β_1 [°]
16	67,1	67,1	67,1	0,0	0,0	0,0	0,0
6	25,9	25,9	25,9	0,0	0,0	-24,4	24,4
5	21,6	21,6	21,6	0,0	0,0	-27,1	27,1
3	13,0	13,0	13,0	0,0	0,0	-32,7	32,7
1	4,4	4,4	4,4	0,0	0,0	-38,9	38,9
0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-42,2	42,2

Fig. 7.22. Configuración ideal sistema alineación transversal

Puede verse claramente que la evolución de los incrementos es igual, de manera que sería la mejor opción. Como es una aproximación, puede haber la posibilidad de que esta configuración no sea válida en caso real, ya que la relación entre el desplazamiento de x y el desplazamiento de s_1 no puede ser igual.

Para hacer el cálculo con la variabilidad que supone que esta relación no sea directa, lo que se hace es calcular el valor que tendrá s en función del ángulo α que existe entre la vertical y el brazo basculante. Hay que tener en cuenta también que la articulación que enlaza con la plancha horizontal no se encuentra en el mismo lugar donde se encuentra el eje de la



manivela. Cabe tener en cuenta también la posición relativa de la articulación en el brazo basculante, así como la distancia d de la barra que queda articulada entre la plancha horizontal s y el brazo basculante.

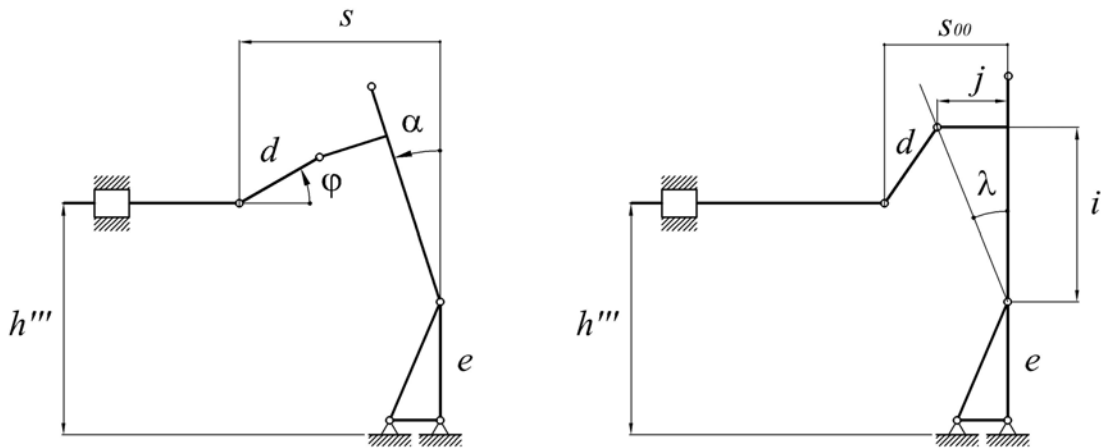


Fig. 7.23. Influencia basculante en alineación transversal

Así pues, el valor de s en función de α y de los demás parámetros que deben definirse, estará en función de las siguientes ecuaciones.

$$s_{00} = d \cdot \cos \varphi_{00} + j \qquad \tan \lambda = \frac{j}{i} \qquad \text{(Eq. 7.12)}$$

$$s = \sqrt{i^2 + j^2} \cdot \sin(\lambda + \alpha) + d \cdot \cos \varphi - s_{00} \qquad \text{(Eq. 7.13)}$$

$$\sin \varphi = \frac{\sqrt{i^2 + j^2} \cdot \cos(\lambda + \alpha) + e - h'''}{d} \qquad \text{(Eq. 7.14)}$$

El ángulo φ , que varía para las diferentes posiciones, sería interesante, como se ha comentado anteriormente, que tuviera la menor variación respecto al ángulo fijo λ . El ángulo λ es función de la posición relativa de la articulación en el brazo basculante.

Si se toma una configuración con los parámetros utilizados para definir la configuración ideal, y se toman además unos parámetros cercanos a los que pueden utilizarse finalmente en la



configuración real para la posición relativa de la articulación (i, j) , la longitud de la barra articulada d , así como la altura de la articulación de la plancha h''' , teniendo en cuenta que el ángulo λ esté entre los márgenes del ángulo φ , nos queda una configuración final tal que.

n_1 [mm]	100
n_2 [mm]	100
α_1 [°]	90

d [mm]	150
i [mm]	200
j [mm]	50
h''' [mm]	300
λ [°]	14,0

α [°]	Δx [mm]	Δs [mm]	Δs_1 [mm]	$\Delta x - \Delta s_1$ [mm]	DIF	φ [°]	β_2 [°]	β_1 [°]
16	67,1	59,0	59,0	8,1	8,1	10,9	0,0	0,0
6	25,9	22,7	22,7	3,1	3,1	16,9	-21,3	21,3
5	21,6	18,9	18,9	2,7	2,7	17,4	-23,6	23,6
3	13,0	11,4	11,4	1,6	1,6	18,3	-28,5	28,5
1	4,4	3,8	3,8	0,6	0,6	19,1	-33,5	33,5
0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	19,5	-36,2	36,2

Fig. 7.24. Configuración real sistema alineación transversal

Puede observarse que para los mismos parámetros propuestos en la configuración ideal, además de situar el valor del ángulo λ entre el rango de valores que adquiere el ángulo φ , que la diferencia entre el incremento de x y el incremento de s_1 llega hasta los 8mm, llegando a no cuadrar la alineaciones hasta esta longitud. Parece un distancia asumible, pero puede llegarse a valores menores, que ayudarán a una mejor alineación.

Para ello, se prueba con diferentes configuración de n_1 , n_2 y α_1 , teniendo en cuenta la limitaciones comentadas anteriormente, y tratando de que el ángulo α_1 sea de 90°, ya que de cara a la fabricación será más cómodo, ya que se estará trabajando con ángulos rectos.



Así pues, de una de las iteraciones probadas, manteniendo los restantes parámetros como en la configuración propuesta anteriormente, resulta una configuración tal como la siguiente.

n_1 [mm]	85	d [mm]	150
n_2 [mm]	75	i [mm]	200
α_1 [°]	90	j [mm]	50
		h''' [mm]	300
		λ [°]	14,0

α [°]	Δx [mm]	Δs [mm]	Δs_1 [mm]	$\Delta x - \Delta s_1$ [mm]	DIF	ϕ [°]	β_2 [°]	β_1 [°]
16	67,1	59,0	66,9	0,2	0,2	10,9	0,0	0,0
6	25,9	22,7	25,7	0,1	0,1	16,9	-29,0	29,0
5	21,6	18,9	21,5	0,1	0,1	17,4	-32,3	32,3
3	13,0	11,4	12,9	0,1	0,1	18,3	-39,4	39,4
1	4,4	3,8	4,3	0,1	0,1	19,1	-47,4	47,4
0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	19,5	-51,9	51,9

Fig. 7.25. Configuración ideal sistema alineación transversal

Puede observarse que la máxima diferencia que existiría entre la alineación transversal y la alineación longitudinal sería menor de 1mm, diferencia perfectamente asumible.

Una vez definidos los parámetros principales del sistema de alineación transversal, solo cabe, para finalizar de definir éstos, la distancia de la articulación de rotación de la unión entre las barras n_1 y n_2 al eje de simetría. Esta distancia, dependerá a su vez del grosor de los bordes encargados de la alineación de los botes a través de la plancha.

De esta manera, la distancia será la suma del radio del bote para $\alpha = 0^\circ$, que es de 30mm, de $s_{1máx}$, que es la distancia transversal total recorrida entre posiciones extremas del borde, y de la distancia que haya del lado que define el canal del borde a donde éste esté articulado con n_1 .



8. Mantenimiento

Para el mantenimiento del sistema de transporte de la línea de envasado deberá tenerse en cuenta qué componentes de la máquina deberán tener un cuidado mayor. Se crea pues un listado con las operaciones a realizar, y frecuencia con que deben realizarse.

Operación	Intervalo			
	30	90	180	365
Engrase soportes cremallera	X			
Engrase guía articulación biela	X			
Engrase cadena transmisión/piñones		X		
Engrase engranajes		X		
Engrase articulaciones/guías	X			
Engrase rodamientos	X			
Lubricación embrague	X			
Revisión rodamientos			X	
Revisión motor			X	





9. Seguridad de operación

Referente a la seguridad de operación de la máquina de envasado de botes, ésta presenta diversas zonas que deben tratarse debido a su posible riesgo de cara a la seguridad de las personas.

9.1. Protección inferior

Debe protegerse el alojamiento del sistema de accionamiento del traslado de botes, ya que existen elementos en movimiento continuo (engranajes, cadena, bielas,...) que podrían suponer riesgo de atropamiento de miembros del cuerpo humano. Además, sería también aconsejable aislar el motor de cualquier contacto exterior, además de que este debe disponer de su correspondiente certificado de aislamiento ATEX.

Para dar solución a ello, sería conveniente realizar tapas de protección en la estructura bastidor, colocando éstas entre las pletinas verticales que hacen de soporte de las planchas sobre las cuales se desplazan lo botes. En éstas se colocarían tiradores para poder sacar y así poder actuar en caso necesario sobre los elementos.

9.2. Protección superior

Para la protección sobre los elementos que quedan al descubierto de las diferentes acciones (prensa de comprobación de estanqueidad de lo botes, prensa para cerrar tapas,...), así de cómo posibles salpicaduras, se ha pensado en colocar pantallas de metraquilato, ya que a la vez que impiden la interferencia con cualquier miembro del cuerpo, protege de salpicaduras, y a la vez permite la visión para así supervisar el correcto funcionamiento.

Sería conveniente también que estas pantallas de metraquilato, permitieran una posible manipulación sobre la línea, lo que significa que sería necesario que existiera un tipo de bisagras a modo de ventana, para así poder acceder a la manipulación de la línea.

9.3. Elementos de protección individual (E.P.I.)

Los elementos de protección individual aconsejables para la manipulación de la máquina, ya sea en un operador de producción, como en un operador de mantenimiento, son los habituales en este tipo de trabajos, como son las gafas de seguridad, casco, zapatos de



seguridad, y aislamiento acústico. Adicionalmente se aconseja la utilización de mascarilla para proteger la posible inhalación de vapores de pintura en base disolvente.



10. Impacto Ambiental

El impacto ambiental que supone la fabricación, utilización y posterior desmantelamiento de la máquina una vez se haya consumado la vida útil de ésta, se analizan a continuación.

10.1. Fabricación

La fabricación de la máquina, realizada en su mayoría por piezas de acero soldadas, implica la protección de los soldadores respecto a los gases que se puedan emitir en el proceso de soldadura debido al recubrimiento de los electrodos.

De la misma manera, también deberá tratarse toda la viruta debido a las partes mecanizadas de la máquina, así como los restos de plancha utilizados para realizar las diferentes piezas de la máquina.

10.2. Utilización

Como ya se ha visto, la máquina se acciona mediante un motor eléctrico, de manera que no hay un consumo de combustible orgánico.

La máquina se engrasa y lubrica de manera periódica, debiendo controlar los aceites y grasas sustituidos.

La máquina puede envasar productos disolventes perjudiciales para la salud, de manera que ésta debe estar situada en recinto o localización en la cual existan canalizaciones que no vayan a la red general de aguas, sino que se deben controlar en la propia fábrica donde esté situada, para en caso de que se vertiera producto al suelo, pudiera darse el tratamiento necesario a este tipo de residuos, como podría ser la incineración y posible reciclaje de éstos.

La máquina también consta de componentes neumáticos, los cuales pueden originar ruidos molestos, provocando cierta contaminación acústica.

10.3. Desmantelamiento

Una vez superada la vida útil de la máquina, debe procederse al desmantelamiento de ésta.



Primero se procede a la descontaminación de ésta, limpiándola de los aceites y grasas existente en ella.

Retirada de componentes reutilizables de la máquina, como pudiera ser la carcasa del motor.

Reciclado de las partes metálicas.



Conclusiones

La realización de este proyecto ha servido para poner en evidencia la relativa complejidad de la transmisión de las máquinas envasadoras de botes de pintura.

Además de la memoria y de los planos, también se han presentado los cálculos en anexo A y el estudio económico en anexo B.

La realización del proyecto ha servido en gran medida para realizar un buen estudio cinemático del sistema de pistón-biela-manivela, a pesar de no disponer de software indicado para ello, debiendo hacer los cálculos a partir de iteraciones en un hoja de cálculo. A pesar de ello, se pudo conseguir el diseño de forma satisfactoria.

El estudio de este sistema, bastante sencillo a primera vista, al estar combinado con el movimiento de elevación, hace que su dificultad se incremente, aconsejando la utilización de software de cálculos cinemáticos.

Se ha realizado un primer diseño para mejorar la intervención de la máquina por parte de personal operador, evitando que este tenga que intervenir en los elementos mecánicos de la máquina.





Bibliografía

Referencias bibliográficas

- [1] CARDONA, S., CLOS, D., *Teoría de màquines*. Barcelona, Edicions UPC, 1998, p. 95
- [2] THE HILLIARD CORPORATION, *Controlled Motion, Hilliard Soller-ramp single revolution clutches for precise, positive motion through millions of cycles*, www.hilliardcorp.com
- [3] TELEMECHANIQUE, *Variadores de velocidad y arrancadores, Catálogo Octubre 1994*, Barcelona, Octubre 1994, pág 2/44

Bibliografía complementaria

- CHEVALIER, A. *Dibujo Industrial*. México, Ed. Limusa, S.A., 2000
- NIEMANN, G. *Elementos de màquines I*, ETSEIB-CPDA, Barcelona, 1981
- FENOLLOSA, J. *Quadern D3 Rodaments*, ETSEIB-CPDA, Barcelona, 1999
- RIBA, C. *Mecanismos i màquines I. El FREC en les màquines*, Edicions UPC, Barcelona, 1999
- AGULLÓ, J. *Mecánica de la partícula y del sólido rígido*, Publicaciones OK Punt, Barcelona, 1996
- BOIX, O., SAINZ, L., CÓRCOLES, F., SUELVES, F.J. *Tecnología eléctrica vol.I*, ETSEIB-CPDA, Barcelona, 2000
- RIBA, C., *Construcció Soldada*, ETSEIB-CPDA, Barcelona, 1998
- SHIGLEY, J.E. *Kynematic Analysis of Mechanisms*, McGraw Hill, London, 1959
- FERNÁNDEZ CELS, J. *Quadern D5 Engranatges*, ETSEIB-CPDA, Barcelona, 2000

