

ANAIS/PROCEEDINGS
XI CONGRESSO BRASILEIRO
DE ENGENHARIA MECÂNICA

11th ABCM MECHANICAL ENGINEERING CONFERENCE

11, 12 e 13 de Dezembro de 1991 - São Paulo, SP, Brasil

Edição Especial da Revista Brasileira de Ciências Mecânicas - ISSN 0100-7386

FAPESP

Código USP - 3.04 00.00.0



REGULAÇÃO DE TURBINAS A VAPOR: UMA ALTERNATIVA

LUIZ AUGUSTO MARTIN GONÇALVES

Departamento de Engenharia Mecânica - USP-São Carlos
C.P. 359 - 13560 São Carlos, SP - Brasil

SUMMARY

The energy generation is a problem still not solved in this country. In this context, the steam turbines are still an attractive alternative, mainly where there already exists steam generating systems. Since, this equipment may be used in quite different applications, its main design problem is related to its control systems, which can be quite different. So, the study of a small steam turbine is presented here, with its mathematical model and experimental tests for obtaining its parameters. A relatively simple alteration is then proposed in order to improve the performance of its regulator. The results are obtained by digital simulation.

INTRODUÇÃO

A geração de energia é um problema ainda não resolvido no País. De tempos em tempos volta-se a falar em crise energética, seja por choque na oferta de petróleo, por expansão da atividade econômica, plena utilização da capacidade hidrelétrica instalada, ou ainda por outros fatores. Neste contexto, as turbinas a vapor apresentam-se ainda como uma opção bastante atraente em diversas situações, onde combustíveis alternativos são empregados. É o caso principalmente de turbinas com potência relativamente baixas (até 500 c.v.), utilizadas para o acionamento das mais variadas máquinas em indústrias. Em especial, estas turbinas são utilizadas em usinas de açúcar, onde normalmente há sistemas de geração de vapor. Nesses casos, as turbinas a vapor se mostram mais convenientes que os motores elétricos. Os problemas que surgem são relativos aos sistemas de controle pois como as máquinas atuam em uma ampla faixa de aplicações, as exigências de controle podem ser bastante distintas.

Desta forma, como o custo de um regulador via de regra aumenta na proporção de seu melhor desempenho, os reguladores com menor eficiência foram historicamente aplicados em turbinas para acionar picadores, moendas, desfibradores, bombas d'água comuns, exaustores de caldeiras maiores, bombas d'água de alimentação de caldeiras, etc; os reguladores com desempenho intermediário aplicados em indústrias petroquímicas, de papel e celulose, de mineração, etc; os reguladores com desempenho melhor indicados para aplicações mais nobres, onde a velocidade de operação é mantida constante com muito maior precisão, como é o caso de turbinas movendo geradores elétricos. A maioria desses reguladores, que tiveram sua evolução ditada pela necessidade e pela natural evolução tecnológica, eram inicialmente classificados de acordo com a natureza física de seus componentes como mecânicos, pneumáticos, hidráulicos, eletro-eletrônicos e suas diversas combinações. Mais recentemente, a classificação passou a obedecer à função dos componentes e circuitos, surgindo então as denominações proporcional, integral, derivativo, suas combinações, e ainda os chamados reguladores com diversos tipos de compensação (CESP, 1979).

Novamente, nos últimos anos, a necessidade e a evolução tecnológica se aliam para induzir uma nova e profunda transformação na concepção dos reguladores: a necessidade, devida às questões de conservação de

energia e de custos associados à competitividade e produtividade, exigindo uma maior integração entre os diversos setores de uma unidade industrial, e fazendo com que mesmo as aplicações menos nobres de uma turbina passem a exigir regulagem cada vez mais eficiente, e a crescente e irreversível tendência à automatização; a evolução tecnológica, com o grande desenvolvimento atingido pela microeletrônica e informática, que possibilitou o surgimento de reguladores cada vez mais sofisticados, capazes de atender às crescentes necessidades do setor com versatilidade e confiabilidade cada vez maiores. Esse progresso tecnológico ocorrido em diversos campos tem servido para modificar e aperfeiçoar não só reguladores como também servomecanismos e outros sistemas de controle. A descoberta e a rápida exploração dos transistores e outros componentes de estado sólido revolucionaram o projeto e a construção de detectores de erros, amplificadores e outros circuitos de baixo nível de potência usados em controle de sistemas. No caso específico de reguladores de turbinas a vapor, o advento da microeletrônica e o barateamento de seus custos devido à escala de produção vêm introduzindo mais recentemente o uso de componentes eletrônicos e até mesmo microprocessadores em seu projeto, abrindo novas perspectivas de progresso como por exemplo uma maior facilidade em se implementar elementos ou sistemas de controle não lineares, ou aplicar técnicas mais modernas como controle ótimo, adaptativo, etc. É opinião corrente entre fabricantes e pesquisadores que estes reguladores apresentam inúmeras vantagens em relação aos anteriores (Nakano et alii, 1980; Rossi, 1979; Jenkins, 1979).

Finalmente, como uma consequência importante dessa evolução, fica possível a implementação da função de regulação na forma de "software" ao invés de "hardware" analógico (Lorangeira, 1985), permitindo não só o desenvolvimento de novos reguladores como também o reaproveitamento de turbinas com reguladores já obsoletos, com relativamente pequenas adaptações.

Assim, é apresentado neste trabalho o estudo de caso de uma pequena turbina a vapor, cujo modelo dinâmico foi levantado teoricamente e os parâmetros obtidos experimentalmente, onde os resultados são obtidos através de simulações computacionais com um modelo de regulador tipo PID. Como o regulador original da turbina é do tipo proporcional, é proposta uma alteração relativamente simples para permitir o uso de regulação tipo PI ou mesmo PID.

REGULAÇÃO DE VELOCIDADE EM TURBINAS A VAPOR

O controle de velocidade é um requisito óbvio quando a turbina aciona um gerador mas mesmo para outras aplicações esse controle é necessário, com maior ou menor precisão. Um fato importante nesta área foi a divulgação, em novembro de 1987, de uma norma brasileira com os requisitos mínimos exigidos aos fornecedores de turbinas a vapor para serviços gerais. Esta norma, de maneira geral baseada na Norma API 611, tem entretanto seu capítulo relativo aos sistemas de controle baseado na Norma NEMA SM 23, o que faz com que os reguladores de velocidade devam ter características que lhes permitam atingir, no mínimo, índices de desempenho compatíveis com NEMA classe A (NBR 40149, 1987). Muitos dos reguladores ainda em operação no País têm um desempenho muito inferior a esse.

Nas turbinas a vapor a regulação de potência é feita através de válvulas que controlam a admissão de vapor e isso ocorre, basicamente, de uma das seguintes maneiras:

- por estrangulamento (variação da queda entálpica);
- pelo controle dos injetores (variação da vazão de massa);
- mista (variação simultânea da queda entálpica e da vazão de massa).

A primeira maneira é a mais difundida, principalmente para as pequenas e médias turbinas, pois tem uma implementação bem mais simples que as outras (Souza et alii, 1983). Este também é o caso da turbina estudada, e seu funcionamento está baseado em uma válvula que controla a vazão de vapor em sua entrada, em função de um comando do regulador de velocidade.

A regulação de potência de uma turbina está diretamente associada ao regulador de velocidade e assim, dependendo da aplicação, tem-se diferentes fatores a considerar. No caso, por exemplo, de turbinas que usam o vapor não só para a geração elétrica mas ainda diminuem sua pressão para consumo em processos industriais, é necessário controlar além de carga-frequência também a pressão de saída. Para a turbina estudada o objetivo é prover um controle estável da velocidade do sistema, isto é, manter a velocidade num valor desejado sem variações substanciais, além de fazer com a velocidade retorne a este valor após a ocorrência de uma variação no suprimento de vapor ou na carga, com um mínimo de oscilação e no menor tempo possível.

Os reguladores de velocidade, em relação ao comportamento estático e dinâmico, podem em geral ser classificados em três tipos principais, representados por modelos simplificados nas figuras 1 a 3. Assim, a figura 1 mostra um regulador do tipo isócrono, que mantém a mesma velocidade de regime permanente para qualquer carga dentro de sua faixa de trabalho. Já a figura 2 mostra um regulador com queda de velocidade, também denominado regulador com estatismo permanente, que apresenta uma mudança de velocidade em regime permanente dependente da variação da carga. Por sua vez, a figura 3 mostra um regulador com estatismo transitório além do estatismo permanente, permitindo assim uma regulação inicial mais lenta, o que pode às vezes ser necessário para se evitar instabilidade.

Pode-se observar, nos três modelos apresentados de reguladores, que os dispositivos usados para se efetuar a regulação têm sua composição baseada em elementos mecânicos e hidráulicos. Anthony Rossi, em seu estudo sobre o controle de turbinas a vapor, fala sobre as mudanças havidas tanto no desempenho como na operação de turbinas a vapor ao se passar de regulação mecânica para eletrônica. Aponta ainda as vantagens que se pode obter com a utilização de componentes eletrônicos como uma maior simplicidade, versatilidade, melhor desempenho e mais reduzida manutenção. A eliminação de dispositivos mecânicos de controle torna possível um projeto virtualmente livre de não-linearidades ocasionadas por atrito, histerese

ou perda de movimento. Como resultado, modelos matemáticos mais acurados podem ser desenvolvidos e, para prevenir possíveis disfunções originadas por falha no sistema de controle, é empregado o uso de redundâncias. Outra vantagem deste tipo de regulador é a facilidade em se agrupar todos os elementos não de potência em um único circuito eletrônico, restando apenas o sensor de velocidade que pode ser um captador magnético de pulsos, e o dispositivo de atuação na válvula. Outras vantagens poderiam ainda ser enumeradas mas essa forma compacta e as mínimas necessidades de ligações físicas com a turbina é que fazem com que este tipo de regulador ofereça boas perspectivas de aplicações em instalações mais antigas onde o regulador existente por algum motivo não mais atenda às exigências de controle.

No caso específico da turbina estudada a alternativa que se apresenta, conforme será mostrado mais adiante, não elimina o regulador com o pêndulo centrífugo já existente, acrescentando porém de uma maneira externa ao conjunto dispositivos que permitem novas e melhores possibilidades de regulação.

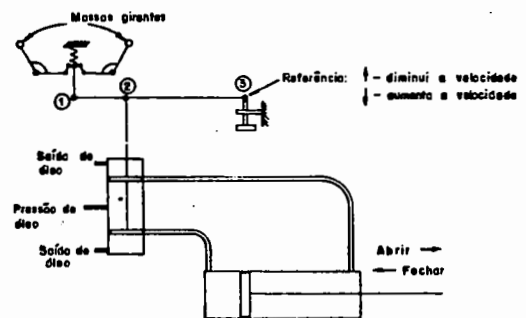


Fig.1. Modelo de regulador isócrono.

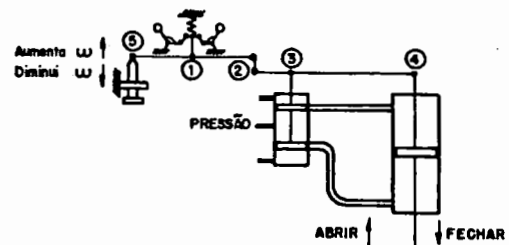


Fig.2. Modelo de regulador com estatismo permanente.

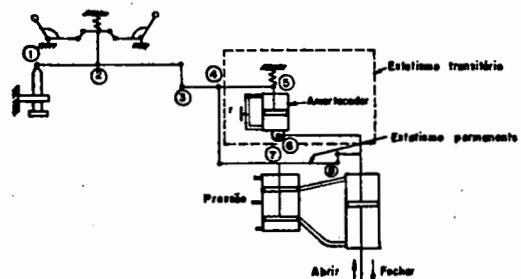


Fig.3. Modelo de regulador com estatismo transitório.

A obtenção do modelo matemático da instalação a ser controlada considera o comportamento em operação do conjunto turbina-máquina assim como as dinâmicas significativas dos diversos elementos componentes da instalação. Essas considerações devem se ater a um compromisso entre as dificuldades computacionais envolvidas por um modelo muito complexo e por outro lado pelas aplicações pretendidas para o modelo. Assim, se o modelo deve auxiliar o projeto de uma turbina, considera-se o maior número possível de detalhes, ao passo que para se analisar o desempenho de uma instalação já existente, como no presente caso, um modelo bem mais simplificado muitas vezes é suficiente (Kalnitsky e Kwatny, 1981).

Operação do conjunto turbina-máquina. No estudo da operação do conjunto turbina-máquina considera-se de início as condições em que isto se dá num regime de estabilidade e, em seguida, como se restabelecer um parâmetro do conjunto (Holmes, 1977).

Assim, para a estabilidade de operação, pode-se verificar o caso de uma turbina a vapor sem o seu regulador acionando uma máquina com curva de demanda torque-rotação conhecida, conforme figura 4a, em que se observa um possível ponto de operação na posição em que os torques da turbina e da demanda são iguais. Para se verificar a estabilidade de operação nesse regime considera-se pequenas variações dos torques da turbina (T_T) e da demanda (T_L) e obtém-se a relação da equação 1, onde J é momento de inércia do conjunto rotativo da turbina e da máquina acionada. Como nas condições do problema esses torques podem ser vistos como funções somente da rotação, torna-se possível uma linearização que resulta na equação 2, onde T' é constante e igual à diferença entre as inclinações das curvas de T_T e de T_L em função da velocidade de rotação ω , no ponto de operação. Essa equação tem a solução dada pela equação 3, onde $\Delta\omega$ é constante de integração e a estabilidade se dá para T' negativos.

$$\Delta T_T - \Delta T_L = J \frac{d \Delta \omega}{dt} \quad (1)$$

$$T' \cdot \Delta \omega = J \frac{d}{dt} (\Delta \omega) \quad (2)$$

$$\Delta \omega = \Delta \omega_0 \cdot e^{-\frac{T'}{J} t} \quad (3)$$

Já para a situação da figura 4b, o objetivo é analisar o desempenho do conjunto em alcançar nova disposição de funcionamento para mudanças na curva de demanda de a para b e/ou na da turbina de α para γ . A análise é análoga à anterior, com a condição de ser agora o torque da turbina função de ω e da abertura β da válvula de admissão, e o da demanda função de ω e de um parâmetro R que representa as resistências. Da equação 1 obtém-se a equação 4, com B e C constantes, sendo B diferença das derivadas parciais de T e T_T em relação a ω , e cuja solução está na equação 5 onde ω_0 é a velocidade inicial, e B é positivo para que se tenha estabilidade de operação.

$$J \frac{d\omega}{dt} + B \cdot \omega = C \quad (4)$$

$$\omega = \frac{1}{B} \left[C - (C - B \cdot \omega_0) \cdot e^{-t \cdot B/J} \right] \quad (5)$$

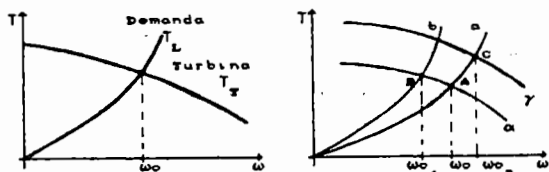


Fig. 4a. Curvas de demanda e da turbina sem regulador. Fig. 4b. Mudanças no ponto de operação.

De acordo com as considerações anteriores a ocorrência de variações nas curvas de demanda e/ou da turbina implica em novo ponto de operação com valores diferentes para os parâmetros. Assim, se na figura 5a a rotação passa de ω_0 para ω_1 por aumento da demanda, a velocidade inicial ω pode ser restabelecida por uma maior abertura β da válvula de admissão de vapor, o que faz com que se estabeleça uma nova curva para a turbina. Esta alteração da curva da turbina é ditada pelo regulador que deve medir a rotação, compará-la com o valor inicial e produzir um sinal que é função da diferença entre esses valores. A figura 5b mostra um regulador com pêndulo centrífugo, que exerce uma ação de regulação proporcional ao erro.

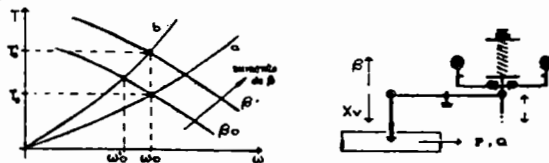


Fig. 5a. Restabelecimento da velocidade inicial. Fig. 5b. Regulador com pêndulo centrífugo.

Como neste regulador a força centrífuga é equilibrada pela força de uma mola, a partir das curvas de força por deslocamento para o pêndulo e para a mola mostradas na figura 6a obtém-se os pontos de operação do regulador. Já a figura 6b mostra os pontos de operação da turbina com uma determinada curva de demanda.

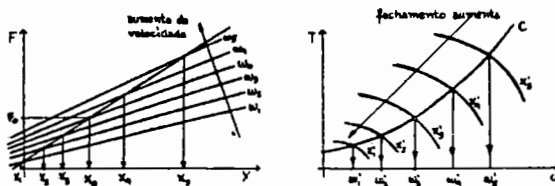


Fig. 6a. Pontos de operação do regulador. Fig. 6b. Pontos de operação da turbina com carga.

Os pontos de equilíbrio entre o pêndulo centrífugo e a mola na figura 6a permitem a obtenção da curva a da figura 7a, assim como os pontos de equilíbrio entre os torques da turbina e da demanda da figura 6b levam à curva b da mesma figura 7a. Já a figura 7b mostra o efeito de uma mudança na curva de demanda, com o conjunto atingindo um novo ponto de operação, e onde se verifica que mesmo com o regulador ocorre um erro na velocidade final. Esse erro é normal para este tipo de regulador pois se a rotação inicial fosse restabelecida a abertura inicial também o seria, e assim a admissão de vapor não seria adequada para gerar o torque necessário na turbina para equilibrar o novo torque da demanda.

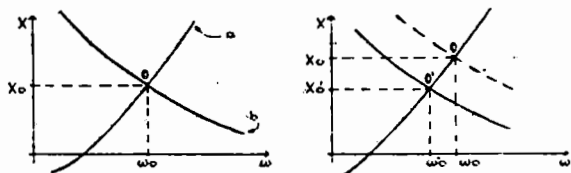


Fig. 7a. Curvas de operação do regulador e da turbina. Fig. 7b. Efeito de mudança na demanda com regulador.

A partir das considerações sobre estabilidade e condições de operação analisou-se os elementos da instalação em estudo e se obteve modelos matemáticos correspondentes. Para o regulador com mola e pêndulo centrífugo verificou-se frequências de trabalho bem abaixo de sua natural e portanto período de oscilação pequeno e boa estabilidade, o que somado aos atritos existentes permite admitir uma resposta instantânea a variações de velocidade. Da análise da turbina tem-se

que seu torque, para pequenas variações, em condições de pressão e temperatura constantes, pode ser visto como função da descarga em massa \dot{m} e da rotação ω . Na seleção do modelo para a admissão de vapor admitiu-se constante a queda de pressão e desprezível o efeito da compressibilidade do vapor na válvula, sendo então a variação da descarga em massa da válvula só função de sua abertura β . A modelagem da carga considerou-a constituída pelo torque da demanda T_d , pela inércia global do conjunto viscoso turbina-máquina e um atrito local do tipo rotativo indicado por B, levando a um modelo de primeira ordem que mostra variação da velocidade pela variação dos torques da turbina e da demanda. Tendo estabelecido modelos matemáticos dos componentes obteve-se o modelo para o conjunto todo, como representado no diagrama de blocos da figura 9, correspondente ao esquema do conjunto da figura 8.

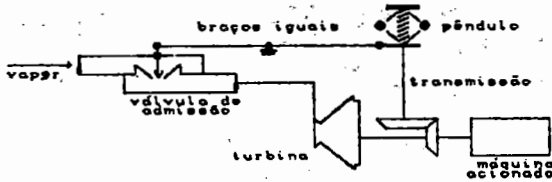


Fig. 8. Esquema do conjunto.

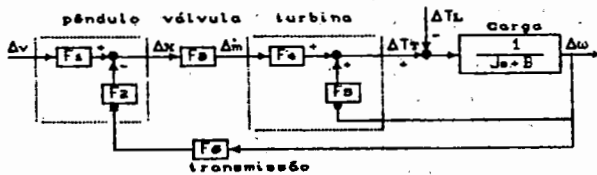


Fig. 9. Diagrama de blocos do conjunto.

Para a turbina as curvas características em geral são tais que $F_4 > 0$ e $F_5 < 0$ significando aumento do torque da turbina com o aumento da descarga de vapor e diminuição com o aumento da velocidade.

PROPOSIÇÃO DE ALTERAÇÃO DO REGULADOR E SIMULAÇÕES

Com o ensaio do regulador obteve-se as funções F_2F_6 e F_1 , com o da carga obteve-se a inércia J e o atrito B e com o da turbina determinou-se F_3F_4 e F_5 . O ensaio do conjunto e as simulações efetuadas com o regulador original (do tipo proporcional) mostraram a adequação do modelo aos fins pretendidos. A partir do modelo validado pode-se então utilizá-lo para efetuar a simulação com o novo modelo de regulador (tipo PID). Assim, com as curvas do fechamento X da válvula em função da velocidade ω , tendo a pré-tensão v como parâmetro, obteve-se $F_2F_6 = \Delta X / \Delta \omega = 0,068 \text{ mm.s/rd}$, bem como $F_1 = -\Delta X / \Delta v = -1,01 \text{ mm/mm}$; com o ensaio da carga obteve-se $J = 0,078 \text{ N.m.s}^2$ e $B = 0,00291 \text{ N.m.s/rd}$; com as curvas do torque T por ω e parâmetro β obteve-se $F_3F_4 = \Delta T / \Delta \beta = 1,91 \text{ N.m/mm}$ e $F_5 = \Delta T / \Delta \omega = -0,0323 \text{ N.m.s/rd}$; com esses valores obtidos determinou-se então o ganho $K_1 = 28,4 \text{ rd/N.m.s}$ e a constante de tempo $\tau_1 = 2,21 \text{ s}$ do conjunto turbina-máquina. O regulador ensaiado, ao contrário de outros convencionais onde a regulagem se dá pela pré-tensão de uma mola mudança o ponto de equilíbrio entre sua força e a força centrífuga do pêndulo, opera por meio de um mecanismo que avança ou atrasa a haste da válvula (cuja posição é dada por X_v) em relação à posição da luva do pêndulo (X_p), conforme o sentido de rotação de um registro (figura 10). Esta configuração permite a alteração do regulador pela colocação de um captador de pulsos no eixo para medir ω e realimentar um microprocessador onde está um modelo de PID (Coughanowr & Koppel, 1965), o qual por sua vez processa o sinal e o envia a um servo-motor que através de um redutor gira o registro do pêndulo. Este comando faz o ponto de operação ir do ponto a para o ponto c quando se aumenta a demanda conforme mostrado na figura 11, além de restabelecer a

velocidade inicial ω_0 , ao contrário do que acontece com o regulador proporcional que leva o ponto a ao ponto b. A figura 12 mostra um rearranjo do diagrama em blocos mostrado na figura 9, e as figuras 13a e 13b mostram o resultado, em escala normal e em outra malha aberta (curva a), malha fechada com regulador tipo P (curva b) e malha fechada com PID (curva c), em resposta a um distúrbio tipo degrau na carga.

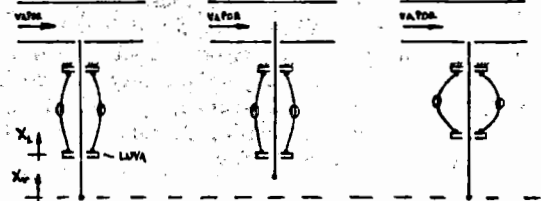


Fig. 10. Esquema do regulador ensaiado.

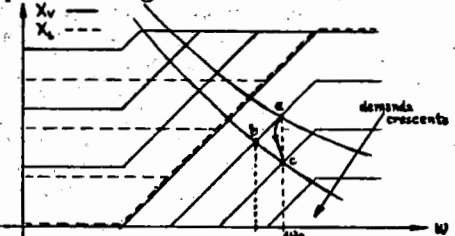


Fig. 11. Operação do regulador e da turbina ensaiados.

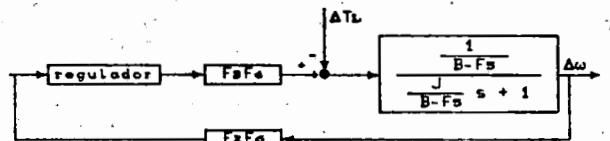


Fig. 12. Diagrama de blocos para simulação.

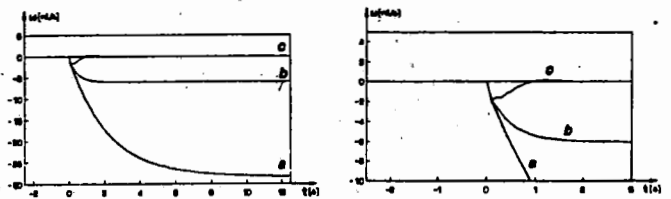


Fig. 13a. Simulações: (a) MA; (b) MF com P; (c) MF com PID. Fig. 13b. Mesmas simulações com escala ampliada.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- CESP, "Sistemas de Regulação de Turbinas Hidráulicas", Instrução TM /047/79 - 115p - 1979.
- COUGHANOWR, D.R. & KOPPEL, L.B., "Process Systems Analysis and Control", McGraw-Hill, New York, 1965.
- HOLMES, R., "The Characteristics of Mechanical Engineering Systems", Pergamon, Oxford, 1977.
- JENKINS, P.E., "A Review of the Industrial Development and Usage of Electronic Governors", Proc Turbomach Symp 8th, Coll Stat, Nov 27-29: 95-108, 1979.
- KALNITSKY, K.C. and KWATNY, H.G., "A First Principles Model for Steam Turbine Control Analysis", Journal of Dyn. Syst., Measur. and Control, March v103 61-68, 1981.
- LARANGEIRA, J.L., "Os Controles Ótimo e Adaptativo: Sucessores viáveis do Controle PID?", 1 Simposio Sobre Otimizacões de Processos Industriais, São Paulo, SP, Junho 19-21: 230-257, 1985.
- NAKANO, Y., ARIE, R., HONDA, N. and SAITO, T., "Digital Governor using Microcomputers for Modern Steam Turbines", Proc of the IFAC/IFIP Conf 6th, Duesseldorf, Ger, Oct 14-17: 197-203, 1980.
- NORMA BRASILEIRA - "Turbinas a Vapor para Serviços Gerais", NBR 10149, Nov 1987.
- NORMA INTERNACIONAL - "Steam Turbines for Mechanical Drive Service", NEMA SM 23, 1975.
- ROSSI, A.J., "Mechanical Drive Turbine Control Systems for the 1980's", Proc Turbomach Symp 8th, College Station, Nov 27-29: 109-120, 1979.
- SOUZA, Z., FUCHS, R.D., SANTOS, A.H.M., "Centrais Hidro e termelétricas", Edgard Blücher Ltda., 1983.